



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**VIRTUÁLNÍ PROTOTYPY HNACÍCH ÚSTROJÍ**

VIRTUAL PROTOTYPES OF DRIVELINES

**DIZERTAČNÍ PRÁCE**

DOCTORAL THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Ing. Michal Janoušek

**ŠKOLITEL**

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

**BRNO 2016**



## **ABSTRAKT**

Tato práce se zabývá výpočtovým modelováním komponent hnacího ústrojí těžkého nákladního vozidla. Práce je rozdělena do dvou částí, první část se zabývá analýzou modálních vlastností vybraných komponent hnacího ústrojí, na jejímž základě je provedena výpočtová studie v prostředí MBS. Druhá část práce se věnuje experimentálnímu ověření výpočtového modelu na vozidle. V návaznosti na výpočtové dynamické modely bylo realizováno měření vnějšího hluku vozidla, a následně proveden frekvenční rozbor ve vztahu ke komponentám hnacího ústrojí.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Hnací ústrojí, vibrace, výpočtový model, nákladní vozidlo, měření hluku, MBS model

## **ABSTRACT**

The thesis deals with computational modelling of heavy duty off-road vehicle driveline components. The thesis is divided to two main parts. The first part deals about modal analysis of selected driveline components. MBS computational study was performed based on modal analysis results. The second part of thesis deals with experimental verification of computational model. Pass-by noise and vibration measurement was performed. Measured signals were processed in frequency domain to find noise and vibration sources.

## **KEYWORDS**

Driveline, vibrations, computational modeling, heavy duty vehicle, noise measurement, MBS model



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

JANOUSEK, M. Virtuální prototypy hnacích ústrojí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 102 s. Vedoucí disertační práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20.9.2016

.....  
Michal Janoušek



## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za vstřícný přístup a odborné rady při zpracování této práce.

Dále bych chtěl poděkovat kolegům z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství za morální podporu a projevený zájem při odborných diskuzích k řešené problematice.

Zvláštní dík patří rodině za podporu po celou dobu studia.



## OBSAH

Úvod .....	8
1 Vymezení řešené problematiky .....	9
2 Vymezení cílů práce .....	10
3 Shrnutí současného stavu poznání.....	11
3.1 Výpočetní modelování hnacího ústrojí .....	11
3.1.1 Torzní model hnacího ústrojí.....	12
3.1.2 MBS přístup .....	13
3.2 Zdroje hluku a vibrací hnacího ústrojí .....	16
3.2.1 Šíření vibrací a hluku .....	16
3.2.2 vybrané komponenty hnacího ústrojí .....	17
3.3 Nástroje pro vyhodnocování vibrací a hluku hnacího ústrojí.....	19
3.3.1 Experimentální nástroje .....	19
3.3.2 Nástroje výpočtové .....	29
4 Stanovení vstupních parametrů .....	30
4.1 Základní koncepce vozidla.....	30
4.1.1 Motor a převodovka .....	30
4.1.2 Diferenciály .....	32
4.1.3 Kolové reduktory .....	33
4.1.4 Spojovací hřídele.....	34
5 Sestavení výpočtového modelu .....	35
5.1 Modální analýza hřídelí v nosné rouře .....	35
5.2 Analýza dynamického chování hnací hřídele první nápravy .....	39
5.2.1 Analýza uložení hřídele.....	40
5.2.2 Tvorba modálně redukováného tělesa hřídele .....	52
5.2.3 Sestavení MBS modelu pro analýzu.....	55
5.2.4 Citlivostní analýza parametrů uložení hřídele .....	58
6 Měření na vozidle .....	69
6.1 Měření na vozidle 8x8 .....	69
6.1.1 Měřicí řetězec.....	70
6.1.2 Měření na vozidle .....	72
6.1.3 Porovnání výpočtového modelu s měřením .....	73
6.2 Měření na vozidle 6x6 .....	74
6.2.1 Měření vnějšího hluku vozidla .....	74
6.2.2 Lokalizace zdrojů hluku na vozidle .....	82



Závěr .....	93
Použité informační zdroje .....	95
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	98



## ÚVOD

Hnací ústrojí těžkého nákladního vozidla je, jako každý mechanický stroj, zdrojem vibrací, které vedou k buzení okolních struktur, což se projevuje snížením komfortu posádky vozidla a produkcí hluku, který je považován za nežádoucí.

V současné době, při zkracujícím se životním cyklu vozidla a vysoce konkurenčním tržním prostředí, je kladen důraz na zrychlení a snížení ceny vývojových nákladů, přičemž je požadováno neustálé zlepšování parametrů komponent, které jsou vystaveny v důsledku zvyšujících se výkonů a nosnosti nákladních vozidel většímu namáhání, než tomu bylo v minulosti. Tyto požadavky je třeba mít na zřeteli již v rané fázi návrhu, dříve než je přikročeno ke stavbě prototypu. Proto je velmi důležitá predikce chování jednotlivých komponent a jejich uložení, aby došlo k nalezení vhodného řešení jak z hlediska technického, tak i z pohledu výrobních nákladů. Z těchto důvodů je velmi důležité výpočetní modelování dynamiky komponent, které umožňuje porovnání různých konstrukčních variant, aniž by bylo nutné přistoupit k nákladné a zdlouhavé výrobě prototypů. Výpočetní modelování rovněž umožňuje provedení citlivostní analýzy, která může poskytnout informace, jaké výrobní tolerance je nutné dodržet z hlediska vzniku hluku a vibrací, a tím ovlivnit výrobní cenu samotného produktu. Zvláště vhodná je proto aplikace výpočetního modelování v prostředí MBS, kde je možné zahrnout celou řadu fyzikálních parametrů včetně výrobních nepřesností.





## 1 VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Na hnací ústrojí moderních nákladních vozidel jsou kladeny stále přísnější požadavky jak z hlediska stále se zvyšujících výkonů pohonných jednotek, tak i z hlediska zvýšení rozsahu převodového ústrojí. Trendem je možnost použití stejného vozidla pro pohyb v těžkém terénu a zároveň jeho využití v silniční dopravě. Tyto požadavky přinášejí nové problémy, neboť jednotlivé komponenty jsou vystaveny vyššímu namáhání, což je nutné brát do úvahy již při konstrukčním návrhu pohonného ústrojí, kde je nutné brát ohled na dynamické chování jednotlivých komponent hnacího ústrojí.

Hnací ústrojí, jako každý mechanický stroj, je zdrojem vibrací a hluku, které ovlivňují celkový komfort posádky vozidla i prostředí, ve kterém se vozidlo pohybuje. Trendem je snižování vibrací a hluku na pokud možno co nejnižší úroveň, a to jednak z důvodu zvýšení komfortu ve vozidle, tak i plnění stále se zpřísnujících legislativních norem zabývajících se přípustnou hladinou hluku.

Těžiště prací na snižování vibrací a hluku se v poslední době přesunulo od pasivního přístupu, kterým jsou prvky jako vibrační nátěry, případně zvuk pohltivé materiály, k přístupu aktivnímu, kdy je snaha pomocí vhodného konstrukčního řešení vzniku nežádoucích vibrací a tím i hluku předcházet. Tento přístup vyžaduje použití pokročilých výpočetních metod, které umožňují predikovat vznik vibrací a hluku již ve fázi konstrukčního návrhu, což umožňuje zlevnit a urychlit vývojový proces tím, že je možné porovnat vůči sobě různé varianty bez nutnosti výroby fyzických prototypů. Při aplikaci výpočtových modelů je třeba mj. sledovat jejich citlivost na rozptyl vstupních dat a pečlivě uvážit přijatá zjednodušení ve vztahu k podmínkám, které se v reálném provozu vozidla vyskytují. Proto je vhodné výpočetní model ověřit experimentálně.

Disertační práce je zaměřena na výpočtové modelování hnacího ústrojí těžkého nákladního vozidla s pohonem všech kol, jak pro řešení chování jednotlivých součástí hnacího ústrojí vozidla, tak i na jejich interakci s ostatními součástmi za účelem zjištění buzení struktury vozidla. Předpokládá se také experimentální ověření výpočtových modelů z hlediska jejich dynamických vlastností.



## 2 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cíle disertační práce je možno shrnout do následujících bodů:

- Sestavit MBS model hnacího ústrojí těžkého nákladního vozidla se zaměřením na řešení modálních vlastností.
- Řešit dynamiku vybraných komponent hnacího ústrojí.
- Posoudit, které komponenty vozidla jsou z hlediska vibroakustických vlastností kritické.
- Navrhnout možné úpravy z hlediska zlepšení vibroakustických vlastností.
- Navrhnout a realizovat technický experiment pro verifikaci výpočtových modelů.

Disertační práce je součástí dlouhodobé výzkumné spolupráce s výrobcem těžkých nákladních vozidel, jejímž cílem bylo mj. zlepšit vibroakustické vlastnosti a jízdní komfort. Spolupráce byla zaměřena také na optimalizaci vybraných komponent hnacího ústrojí. Měření byla provedena na prototypu těžkého nákladního vozidla, kde byly vyhodnocovány následující parametry:

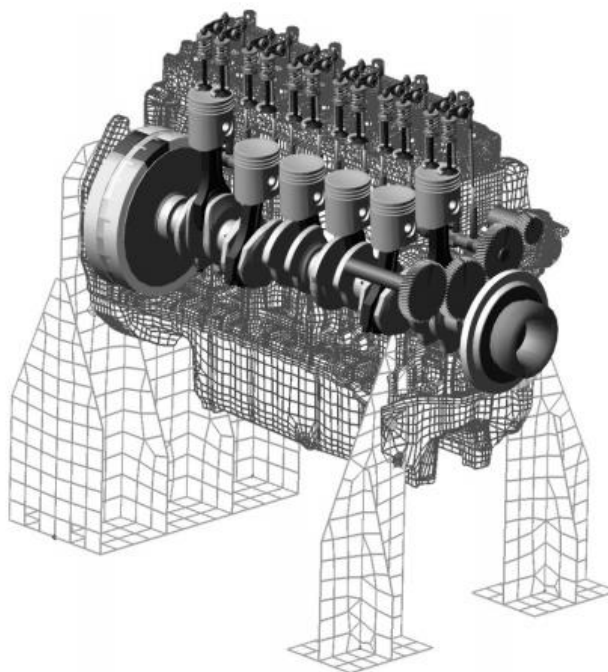
- Krouživé pohyby dlouhých hnacích hřídelí.
- Vibrace ve vybraných bodech mechanické struktury vozidla, měřené pomocí piezoelektrických snímačů zrychlení.
- Měření vnějšího hluku a lokalizace zdrojů hluku na vozidle.

## 3 SHRNUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 3.1 VÝPOČETNÍ MODELOVÁNÍ HNACÍHO ÚSTROJÍ

Pro výpočtovou simulaci dynamiky složitých soustav je v současné době možné použít více přístupů, které se odlišují zejména svojí komplexností. Složitější modely se obvykle užívají pro simulaci dílčích komponent, naopak pro řešení dynamiky složitějších soustav se často používá jednodušších modelů, které jsou méně výpočetně náročné a nevyžadují tolik vstupních okrajových podmínek. Mezi tyto modely patří zejména torzní model, který dává dobrou představu o celkovém chování soustavy a zároveň není příliš výpočetně náročný. Hodí se proto i pro aplikace, kde je nutné znát chování soustavy v reálném čase, typicky při aplikaci HIL.

Opačným pólem výpočetního modelu používaného pro simulaci dynamických soustav je model na bázi Multi-Body Systém (MBS). Základním principem MBS je sestavení pohybových rovnic a jejich řešení převážně v časové doméně, které je prováděno numericky některou z dostupných metod. Komplexní celek je zpravidla složen z jednotlivých modulů, které umožňují simulaci dílčích součástí jak separátně, tak i ve vzájemné interakci. Jako příklad tohoto přístupu je možné uvést virtuální model motoru sestavený na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.



Obr. 3.1 Virtuální motor [6]



### 3.1.1 TORZNÍ MODEL HNACÍHO ÚSTROJÍ

Vynucené torzní kmitání způsobuje časová proměnnost krouticího momentu, která u vozidel obvykle vzniká nerovnoměrností chodu motoru. Ve chvíli kdy vlastní frekvence kmitání souhlasí s frekvencemi vynuceného kmitání, dosahují torzní kmity hřídele v rezonanci velkých výchylek, které se v provozu často projevují zvýšenými vibracemi a hlukem [4].

Pro výpočet torzního kmitání se hnací ústrojí vozidla převádí na jednodušší náhradní soustavu, díky které je možno určit vlastní frekvence kmitání a kritické otáčky. Porovnáním vlastních frekvencí a kritických otáček s otáčkami provozními můžeme určit, zda je nutné změnit konstrukci hnacího ústrojí nebo použít vhodný tlumič torzních kmitů [4].

Při sestavení torzního modelu musíme však přijmout řadu zjednodušujících předpokladů. Původní torzní soustava je nahrazena pomocnou, dynamicky ekvivalentní soustavou. Pomocná soustava se skládá z hmotných kotoučů, spojených mezi sebou nehmotnými válcovými hřídelemi. Náhradní soustavu je možné vytvořit redukcí hmot a délek, tyto redukce je možné řešit pouze za přijetí zjednodušujících předpokladů, hmoty jsou konstantní a nezávislé v čase a délky jsou konstantní a nezávislé v čase [4].

Redukce délek je provedena dle následujících vztahů. Úhel nakroucení přímého hřídele  $\varphi$  [rad] délky  $l$  působením krouticího momentu  $M_k$  je dán rovnicí (3.1) [11]

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot I_p} \quad (3.1)$$

kde  $G$  představuje modul pružnosti ve smyku a  $I_p$  označuje polární moment setrvačnosti. Pro kruhový průřez hřídele o průměru  $D$  platí [11]

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (3.2)$$

Pro tuhost hřídele  $c$ , což představuje jednotkový úhel zkroucení, platí [11]

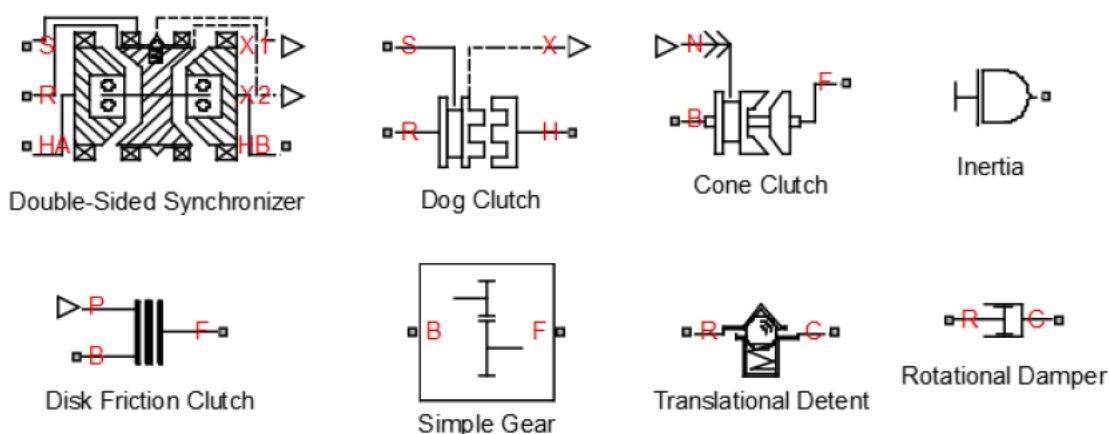
$$c = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (3.3)$$

Z podmínky pro stejné zkroucení náhradní a původní hřídele pak pro redukovanou délku platí [11]

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{M_k \cdot l_{red}}{M_k \cdot l_{red}} \quad (3.4)$$

Po výpočtu redukovaných délek obvykle následuje výpočet redukovaných tuhostí, vzhledem k tomu, že hřídele v hnacím ústrojí nejsou obvykle dokonale hladké, je výhodné použít MKP přístup.

Pro sestavení torzního modelu se nabízí využití Simulinku s předpřipravenými knihovnami pro jednotlivé komponenty, které je poté možné skládat do celků tvořících soustavu [7]. Nespornou výhodou je pak editace jednotlivých modulů samostatně a zkoumání jejich vlivu na ostatní komponenty.



Obr. 3.2 Vybrané funkční bloky z knihovny Simulink [8]

Typicky se torzního modelu využívá pro simulace dynamiky celého vozidla, případně pro využití v HIL systémech [10]. Pro přesnější popsání interakce mezi hnacím ústrojím a šasi vozidla je vhodnější použití komplexnějších modelů.

### 3.1.2 MBS PŘÍSTUP

Nárůst výpočetního výkonu umožňuje aplikaci MBS přístupu na řešení složitých soustav, neboť umožňuje řešení velmi komplikovaných nelineárních problémů. Počítačové modely jednotlivých komponent mohou být skládány do dílčích celků a mohou ve výsledku tvořit komplexní model vozidla, který umožňuje simulaci vlastností komponent, aniž by byly fyzicky vyrobeny [9].

Pro simulaci v prostředí MBS je často využíván software MSC Adams, který umožňuje pro výpočtové modelování použít různé druhy těles, které lze spojovat pomocí vazeb a silových účinků [5].

Sestavení modelu obvykle začíná volbou těles pro jednotlivé komponenty hnacího ústrojí. Jako základní stavební prvek se obvykle používá tuhé těleso, které je definováno hmotností, polohou těžiště a tenzorem setrvačnosti. Tyto parametry jsou zpravidla určeny z CAD modelu dané součásti. Použití tuhých těles je výhodné pro zjednodušení celkového výpočetního modelu za předpokladu, že předmětem simulace není chování tohoto tuhého tělesa, avšak současně je požadováno ovlivnění zbylé soustavy setrvačnými vlastnostmi tělesa [5]. Jako příklad můžeme uvést setrvačník na klikové hřídeli.

Pružná tělesa jsou v prostředí MBS modelována jako modálně redukovaná tělesa. Vychází se opět z objemových CAD modelů, které jsou diskretizovány za účelem řešení pomocí MKP. Samotné MKP programy umožňují řešení pružných těles a jsou vhodné pro řešení malých pohybů těles ve frekvenční oblasti. Pro řešení velkých výchylek v časové oblasti je ovšem využití samotného MKP velmi neefektivní. Proto MKP využíváme pro vytvoření



konečně prvkové sítě a jsou vytvořeny i uzly rozhraní sloužící pro aplikaci sil a vazeb [5]. Následně je tento model převeden do prostředí MBS prostřednictvím Craig-Bamptonovy metody.

Podstatou Craig-Bamptonovy metody je podstatné snížení stupňů volnosti konečno-prvkového modelu tělesa, podle rovnice (3.5) [12]

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i \quad (3.5)$$

kde  $M$  je počet modálních tvarů

$\phi_i$  jsou vlastní módy

$q_i$  modální souřadnice

Matice tuhosti je získána transformací dle rovnice (3.6) [12]

$$\hat{K} = \Phi^T \cdot K \cdot \Phi = \begin{bmatrix} \hat{K}_{CC} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Matice hmotnosti pak popisuje následující rovnice (3.7) [12]

$$\hat{M} = \Phi^T \cdot M \cdot \Phi = \begin{bmatrix} \hat{M}_{CC} & \hat{M}_{NC} \\ \hat{M}_{CN} & \hat{M}_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Craig-Bamptonova metoda je velmi účinná pro zredukování MKP modelů, ale hrubou Craig-Bamptonovu metodu nelze použít bez následujících zjednodušení [12]:

Je třeba omezit všech šest stupňů volnosti tuhého tělesa, než lze provést výpočet v prostředí MBS.

Craig-Bamptonovy vazebné módy jsou výsledkem statické analýzy a proto je nezbytné použít další úpravy k dosažení správného dynamického chování modelu.

Craig-Bamptonovy vazebné módy není možné odstranit, neboť by nebylo možné správně aplikovat vazby.

Výše uvedené problémy je možné vyřešit použitím jednoduché matematické operace na Craig-Bamptonovy módy. Z rovnic (3.6) a (3.7) je patrné, že tyto módy nejsou ortogonální, protože matice  $\hat{K}$  a  $\hat{M}$  nejsou diagonální [12].

Řešením problému vlastních čísel



$$\hat{K}q = \lambda \hat{M}q \quad (3.8)$$

získáme vlastní vektory, které uspořádáme do transformační matice  $N$ , která módy transformuje do ekvivaletní matice ortogonální s modální souřadnicí  $q^*$  [11].

$$Nq^* = q \quad (3.9)$$

Po dosazení do rovnice (3.5) dostaneme [11]

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i = \sum_{i=1}^M \phi_i Nq^* = \sum_{i=1}^M \phi_i^* q_i^* \quad (3.10)$$

kde  $\phi_i^*$  jsou ortogonální Craig-Bamptonovy módy [12].

Při praktickém použití modální redukce v MKP software vzniká modální neutrální soubor MNF, který obsahuje vlastnosti součásti potřebné pro dynamickou simulaci v prostředí MBS [12].

Příkladem použití pružných těles při výpočetním modelování je jejich použití pro dlouhé hnací hřídele, případně skříně převodovky nebo i samotné šasi vozidla [12].

### 3.2 ZDROJE HLUKU A VIBRACÍ HNACÍHO ÚSTROJÍ

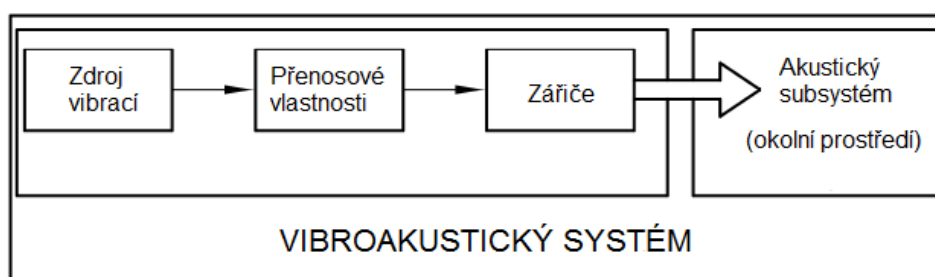
Automobilový trh zaznamenává poptávku po stále tišších a pohodlnějších vozidlech a často je právě jízdní komfort velmi významným prvkem, podle kterého je hodnocena kvalita vozidla.

Mezi nejvýznamnější zdroje hluku a vibrací patří spalovací motor, nicméně u vozidel se složitějším uspořádáním hnacího ústrojí, typicky vozidla s pohonem všech kol, se na celkové produkci hluku a vibrací může podílet nezanedbatelnou měrou i samotné hnací ústrojí [14].

Rychlé změny zatížení, kupříkladu prudké přidání plynu, zpravidla způsobují odezvu hnacího ústrojí vázanou na první vlastní frekvenci hnacího ústrojí a obvykle se pohybuje v rozsahu 2 – 8 Hz v závislosti na zařazené rychlosti [14],[15]. Na opačné straně frekvenčního spektra jsou vibrace vznikající od záběru ozubených kol v převodovce, které se řádově pohybují v jednotkách kHz.

#### 3.2.1 ŠÍŘENÍ VIBRACÍ A HLUKU

Hlavním důvodem pro snahu o redukování vibrací v místě jejich vzniku je jejich šíření do ostatních částí struktury. Existuje několik přenosových cest, díky nimž dochází k jejich šíření z místa iniciace. Z tohoto důvodu je vhodné zahrnout při hodnocení těchto veličin celý komplexní systém.



Obr. 3.3 Základní schéma vibroakustického systému [21]

Typy přenosových cest:

- Tuhými součástmi (hřídele, stěny)
- Kapalinou (olejová náplň, chladicí kapalina)
- Ložisky (valivá, kluzná)
- Převody (řemenové, řetězové)
- Pevnými spoji (šroubové, nýtované spoje)
- Kontaktem rozhraní (ozubená kola)

Při hodnocení přenosové cesty je třeba zvážit, zda je přenos lineární, případně zda je možné ho linearizovat pro stanovení přenosové funkce. Pro popis přenosových cest je možné použít následující veličiny:



Mobilita (pohyblivost) je dána rovnicí (3.11) [21]

$$Y_{ij}(j\omega) = \frac{v(j\omega)_j}{F(j\omega)_i} \quad (3.11)$$

kde odezvovým parametrem je rychlost.

Veličinu převrácené funkce mobility představuje impedance (mechanický odpor), který je dán rovnicí [21]

$$Z_{ij}(j\omega) = \frac{F(j\omega)_j}{v(j\omega)_i} \quad (3.12)$$

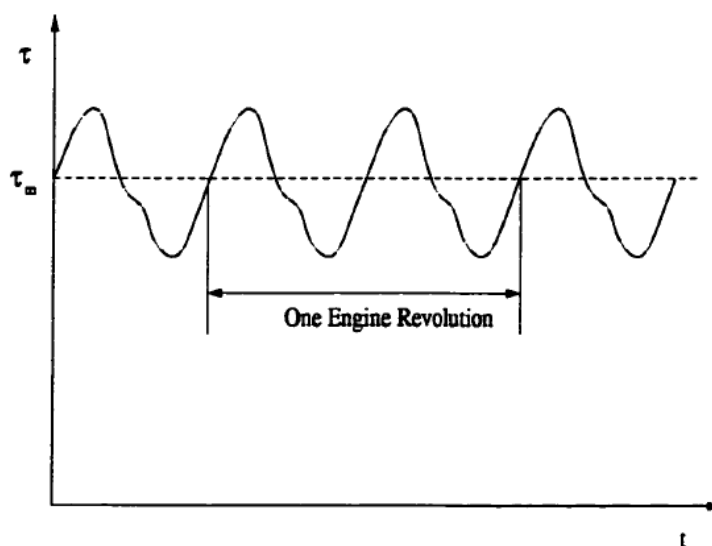
V souvislosti s mobilitou je možné pomocí časové derivace a integrace určit ostatní přenosové funkce, jako je inertance (zrychlení) nebo receptance (posuv).

Pokud známe buzení v místě  $A$  daného systému a přenosové funkce daného systému mezi body  $A$  a  $B$ , pak je možné stanovit výsledné kmitání v bodě  $B$ . Tyto body, je vhodné umístit do místa kde je znalost výsledného kmitání pro nás nejzásadnější, například body uchycení kabiny. Snížení vibrací v daném bodě je možné dosáhnout buď snížením buzení v bodě  $A$  nebo minimalizací přenosové funkce [22].

### 3.2.2 VYBRANÉ KOMPONENTY HNACÍHO ÚSTROJÍ

#### SPALOVACÍ MOTOR

Při klasickém uspořádání hnacího ústrojí je spalovací motor hlavním zdrojem torzních vibrací, které jsou přenášeny do dalších komponent Hnacího ústrojí [17]. Jsou způsobeny nerovnoměrností otáčení klikového hřídele, která je způsobena hlavně zážehy jednotlivých válců, variabilitou spalovacího procesu a nevyváženými setrvačnými hmotami.



Obr. 3.4 Průběh nerovnoměrnosti chodu čtyřválcového motoru [18]



## PŘEVODOVKA

Převodovka je obvykle dominantním zdrojem vibrací a hluku převodového ústrojí. Hlavním zdrojem hluku a vibrací převodovky je záběr ozubených kol. Hluk způsobovaný záběrem ozubení je způsoben hlavně tzv. chybou převodu. Chyba převodu je definována jako rozdíl mezi ideální teoretickou pozicí a reálnou pozicí ozubeného kola, což může být popsáno buď úhlovou výchylkou, nebo jako pohyb ve směru tečny dotykové kružnice. Chyba převodu vzniká v důsledku výrobních nepřesností a změny tuhosti záběru ozubení, obvykle zdvojnásobení chyby převodu zvýší hluk záběru ozubených kol o 6 dB. Dále se na hluku záběru ozubených kol podílí vůle v záběru ozubení, rezonance celého systému, tuhost ložisek a další vlivy [19].

## HNACÍ HŘÍDELE

Hnací hřídele a hlavně jejich klouby, jsou dalším důležitým zdrojem vibrací v hnacím ústrojí. Vibrace, které vznikají v hnacích hřídelích, je možné rozdělit do dvou základních kategorií, torzní vibrace a vibrace ohybové. Vibrace torzní jsou zpravidla vybudeny časovou proměnností krouticího momentu v hnacím ústrojí. Ohybové kmitání je vyvoláno periodicky proměnnými budicími silami působícími kolmo na osu hřídele. Tyto budicí síly jsou ve většině případů nevyvážené odstředivé síly rotujících hmot hřídele. Frekvence vlastního ohybového kmitání hřídele je dána především volnou délkou hřídele mezi ložisky. Z tohoto důvodu je ohybové kmitání zvláště nebezpečné u dlouhých, štíhlých hřídelů spojujících nápravy vozidla [20].

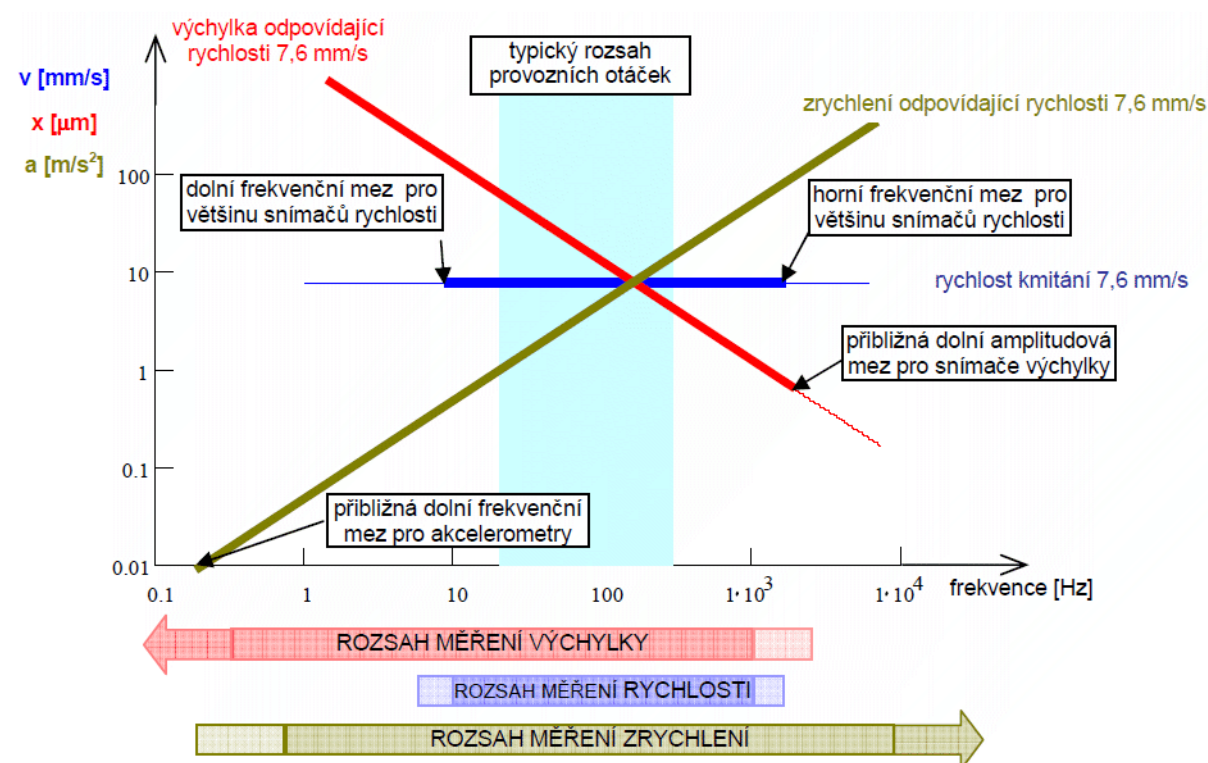
Kardanovy klouby často používané pro spojení hnacích hřídelí se ukazují, jako významný zdroj vibrací, k nimž dochází, pokud se rychlost otáčení blíží aritmetickému průměru vlastní frekvence torzní a ohybové. Tato nestabilní oblast se zvětšuje s větším úhlem výchylky kloubu. Vibrace vznikající v kloubech mají negativní efekt na zbylé části hnacího ústrojí, jako jsou diferenciály nebo rozvodovky [20].

### 3.3 NÁSTROJE PRO VYHODNOCOVÁNÍ VIBRACÍ A HLUKU HNACÍHO ÚSTROJÍ

V současné době se popsání vibroakustických vlastností hnacích ústrojí přesouvá od experimentálního měření na prototypu k výpočetnímu řešení. Ověřování vibroakustických vlastností má stále nezastupitelnou roli při verifikaci výpočetních modelů a z důvodu, že ne všechny jevy je možné dostatečně přesně výpočetně modelovat. Mezi vibroakustické vlastnosti, které vyžadují experimentální ověření, jsou kupříkladu výrobní nepřesnosti nebo materiálové vady.

#### 3.3.1 EXPERIMENTÁLNÍ NÁSTROJE

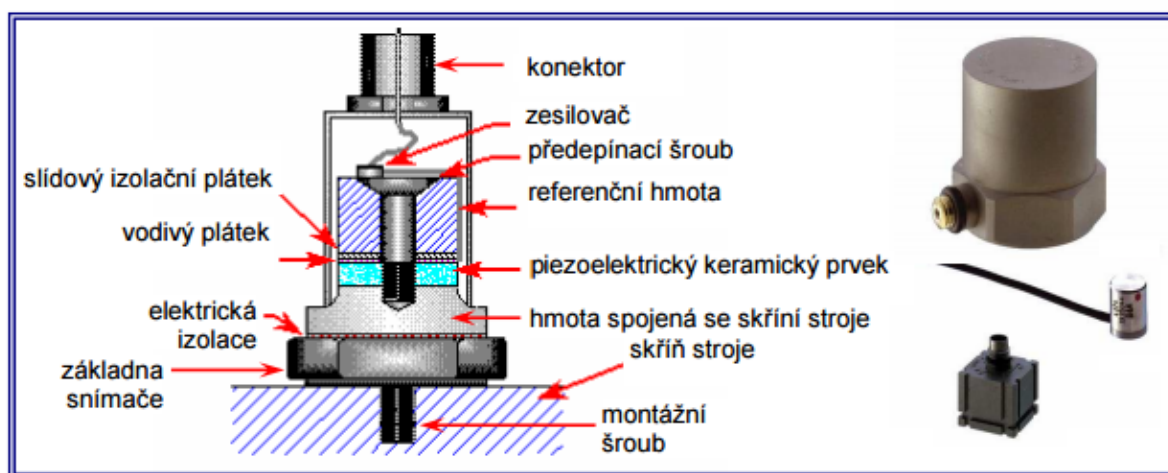
Praktickým problémem, se kterým se při experimentálním měření vibroakustických vlastností potýkáme, je měření přímo v místě iniciace vzniku vibrací, jako je kontakt ozubených kol. Musíme proto volit místa, kde je měření technicky proveditelné a zároveň má dostatečně reprezentativní hodnotu. Typicky jsou volena místa na struktuře, kde je přenosová cesta od místa iniciace co nejkratší, taková místa tvoří kupříkladu uložení ložisek. Měřenou veličinou popisující kmitání může být zrychlení  $a$  [ $\text{m.s}^{-2}$ ], rychlost  $v$  [ $\text{m.s}^{-1}$ ] nebo výchylka  $x$  [ $\text{m}$ ]. Volba veličiny má zásadní vliv na přesnost měření pro danou frekvenční oblast [23], jak je vidět na obrázku (Obr. 3.1). Je zřejmé, že při konstantní rychlosti kmitání se v závislosti na měřené frekvenci zvyšuje zrychlení a zároveň snižuje rychlost.



Obr. 3.5 Vhodnost použití jednotlivých veličin [23]

### MĚŘENÍ VIBRACÍ NA POVRCHU SOUČÁSTI

Měření vibrací může být realizováno jak kontaktní tak i bezkontaktní metodou snímání povrchu měřené součásti. Pro kontaktní měření je nejčastěji využíváno piezoelektrických snímačů zrychlení. Funkce akcelerometru je založena na tom, že při deformaci piezoelektrického materiálu vzniká elektrický náboj, jehož velikost je úměrná deformaci. Piezoelektrický materiál je umístěn mezi dvěma hmotami, z nichž jedna je pevně spojena s pouzdrem snímače a druhá seismická hmota je pružně uložena uvnitř snímače.



Obr. 3.6 Základní konstrukce snímače zrychlení [23]

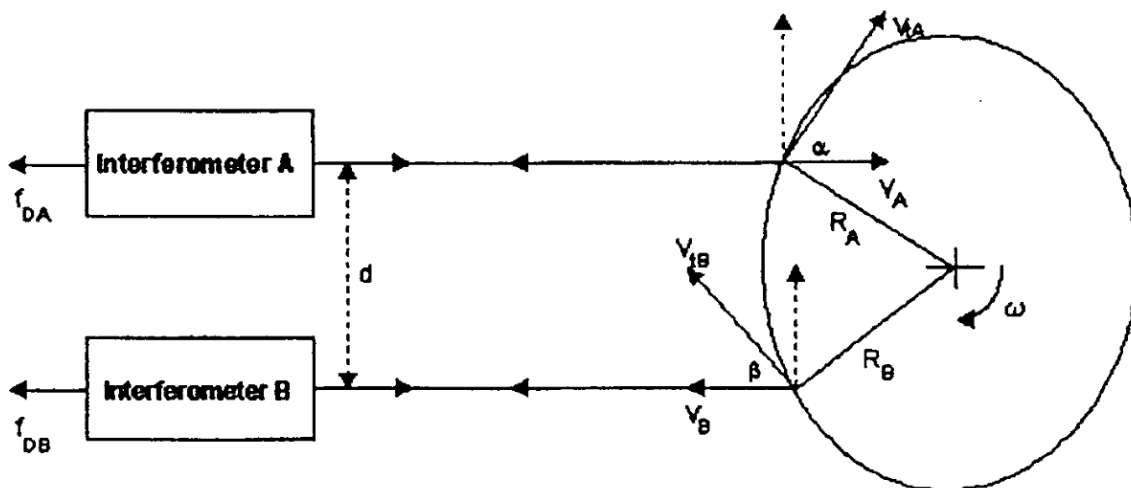
Akcelerometry jsou rozšířeným standardem pro měření vibrací na povrchu struktury, pro jejich snadnou instalaci a široký frekvenční rozsah a přijatelnou cenu. Nevýhodou může být v některých aplikacích hmotnost snímače, která může způsobit přeladění modálních vlastností struktury. S tímto problémem se setkáváme hlavně u součástí, které mají nízkou hmotnost případně u tenkostěnných součástí.

Pro měření v místech, kde není možné použití kontaktní metody, se nabízí použití bezkontaktního snímání povrchu laserovým vibrometrem. Laserové vibrometry pracují na principu Dopplerova jevu. Měřenou veličinou je rychlost pohybu povrchu, která je pak v integrovaném kontroléru převáděna na výchylku, případně zrychlení. Laserové vibrometry se používají ve dvou provedení tzv. single point, které měří pouze jeden bod na struktuře a skenovací, které umožňují v automatickém režimu skenovat vybranou část struktury. Mezi nevýhody laserové vibrometrie je nižší citlivost v oblasti vysokých frekvencí a vysoká cena potřebného vybavení.

### MĚŘENÍ VIBRACÍ NA ROTUJÍCÍCH SOUČÁSTECH

U nákladních vozidel s pohonem všech kol se v hnacím ústrojí často nachází dlouhé štíhlé hřídele, které jsou náchylné k ohybovému, případně torznímu kmitání. V místě uložení hřídele je však možné měřit pouze reakci, kterou působí hřídel na uložení, což nemusí dávat jasnou představu o chování samotné hřídele. Proto je nutné přistoupit k měření samotné rotující hřídele. V tomto případě připadá v úvahu pouze bezkontaktní měření.

Torzní vibrace jsou měřeny pomocí laserového vibrometru, který pracuje podobně jako při měření vibrací nehybné struktury, na principu Dopplerova jevu. Paprsek laseru je rozdělen na dva rovnoběžné paprsky, které jsou od sebe vzdáleny o vzdálenost  $d$ , viz Obr. 3.7 [24]



Obr. 3.7 Schéma funkce laserového vibrometru [24]

Pro vzdálenost  $d$  platí [24]

$$d = R_A \cos \alpha + R_B \cos \beta \quad (3.13)$$

Jak je zřejmé ze schématu, paprsky dopadají na měřený objekt ve dvou bodech. Vzhledem k tomu, že měřený objekt rotuje úhlovou rychlostí  $\omega$ , každý bod na jeho povrchu má odpovídající obvodovou rychlost  $v_t$ , odpovídající poloměru  $R$  měřeného objektu. Tuto rychlost, která je tečná k povrchu měřeného objektu můžeme rozložit do dvou navzájem kolmých složek [24]

Pro složky rychlostí rovnoběžných s paprsky laseru platí

$$v_A = v_{tA} \cos \alpha = \omega R_A \cos \alpha \quad (3.14)$$

$$v_B = v_{tB} \cos \beta = \omega R_B \cos \beta \quad (3.15)$$

Pro Dopplerovy frekvence odražených paprsků poté platí

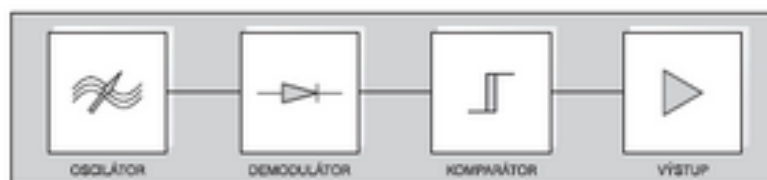
$$f_{DA} = \frac{2v_A}{\lambda}, \quad f_{DB} = \frac{2v_B}{\lambda} \quad (3.16)$$

kde  $\lambda$  je vlnová délka paprsku laseru pro laser Polytec  $\lambda = 633$  nm. Odražené paprsky se následně složí v sensoru v jeden a na základě známé vzdálenosti  $d$  platí pro Dopplerův frekvenční rozdíl

$$f_D = f_{DA} + f_{DB} = \frac{2d\omega}{\lambda} \quad (3.17)$$

Z rovnice (3.17) je zřejmé, že Dopplerova frekvence  $f_D$  je závislá pouze na vzdálenosti paprsků laseru  $d$ , vlnové délce laseru  $\lambda$  a úhlové rychlosti  $\omega$ . Vzhledem k tomu, že se v rovnicích vyskytují kosiny úhlů  $\alpha$  a  $\beta$  je nutné umístit laser kolmo k měřenému objektu [24].

Ohybové kmitání je měřeno jako výchylka hřídele ve zvoleném bodě, pro jeho měření se používá bezdotykových indukčních snímačů s analogovým výstupem. Základem snímače je oscilátor, který pracuje na principu změny činitele jakosti jádra cívky při přiblížení kovového materiálu. Vysokofrekvenční střídavý proud generovaný oscilátorem, protéká cívkou a vytváří magnetické pole. Jestliže se v blízkosti aktivní plochy snímače nachází předmět z elektricky vodivého materiálu, dojde v důsledku indukování vířivých proudů v clonce snímače ke změně impedance cívky [23].



Obr. 3.8 Blokové schéma snímače vzdálenosti [25]

#### ANALYZÁTORY PRO VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH SIGNÁLŮ

Snímače převádějí mechanické veličiny na veličiny elektrické, které je poté nutné dále zpracovat. Elektrický signál je obvykle zesilován předzesilovačem pro potlačení rušení a následně je předán do A/D převodníku. A/D převodník zajišťuje převod spojitého analogového signálu na signál diskrétní digitální. Samotný převod se skládá ze dvou fází, nejprve se provede vzorkování signálu a poté následuje jeho kvantování. Vzorkovací frekvence musí být zvolena tak, aby byla minimálně dvojnásobná než nejvyšší frekvence, která se nachází v převáděném signálu. Jinak dochází k vzniku aliasingu, který způsobuje nevratné zkreslení měřeného signálu. Kvantováním se rozumí rozdělení svislé osy na tzv. toleranční pásy, pokud jakákoli naměřená hodnota spadá do daného tolerančního pásma, je jí při kvantování přiřazena daná hodnota [1].

Proces zpracování měřeného signálu tvoří samostatnou oblast měření. Vzhledem k tomu, že se hodnoty měřených veličin výrazně mění v krátkém časovém intervalu, byly zavedeny veličiny popisující měřený děj.



Mezi nejvýznamnější patří:

- Efektivní hodnota (RMS) (3.18)

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (3.18)$$

pro funkci sinus jde o 0,707 násobek vrcholové hodnoty kde  $x$  je okamžitá hodnota v čase sledované veličiny a  $T$  je perioda, pro kterou chceme efektivní hodnotu vyčíslit. [1]

- Střední hodnota (Average) (3.19)

$$x_{str} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (3.19)$$

pro funkci sinus 0,637 násobek vrcholové hodnoty [1]

- Vrcholová hodnota (peak) -  $x_{amp}$  maximální hodnota měřeného signálu [1]
- Maximální rozkmit (peak to peak) -  $x_{pp}$  - je dán největším výkmitem měřeného signálu. [1]
- Činitel výkmitu (crest factor)

$$k_v = \frac{x_{amp}}{x_{ef}} \quad (3.20)$$

## SYNCHRONNÍ FILTRACE

Funkční princip synchronní filtrace je založen na průměrování měřeného signálu v časové oblasti, což nám umožňuje eliminovat vlivy, které nesouvisí s otáčkovou frekvencí. Pro provedení synchronní filtrace je nutné zajistit synchronní snímání otáček. Výsledkem je spektrum, které má na vodorovné ose stupnici v řádech násobků základní otáčkové frekvence zkoumaného hřídele (2.21)

$$f_{ot} = k \frac{n}{60} \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (3.21)$$

kde  $k$  jsou násobky otáček a  $n$  otáčky příslušného hřídele.

Tato metoda je vhodná pro posuzování kvality záběru ozubeného soukolí v průběhu jedné otáčky, což umožňuje zhodnotit případné výrobní nepřesnosti nebo opotřebení.



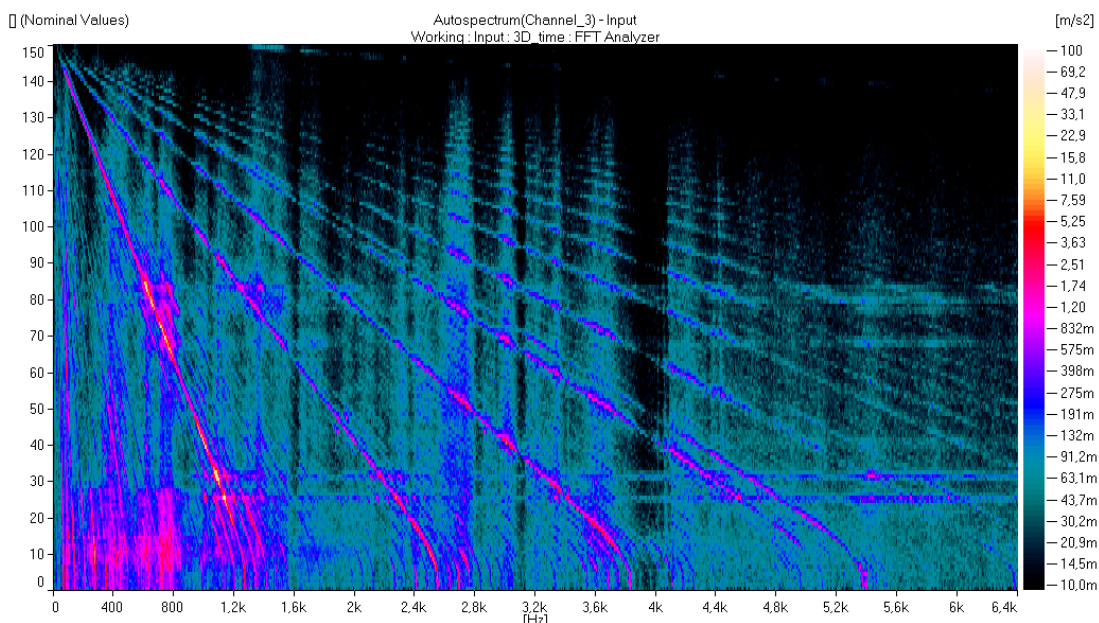
## FREKVENČNÍ SPEKTRUM

Popis měřeného signálu se často provádí ve frekvenčních spektrech, která mapují rozložení amplitud jednotlivých složek ve frekvenční oblasti. Dále v textu jsou uvedeny základní přístupy pro analýzu signálů užívaných pro vyhodnocování vibrací u strojů.

Výsledkem frekvenční analýzy provedené nejčastěji pomocí Fast Fourier Transformation (FFT) je frekvenční spektrum, vyjadřující závislost měřené veličiny na frekvenci. Velmi významné pro analýzu točivých strojů je využití tzv. řádové analýzy, kde je frekvenční osa spektra nahrazena osou harmonických řádů zvolené frekvence. Nejčastěji se pro osu harmonických řádů využívá násobků frekvence otáčení (3.21).

## MULTISPEKTRUM

Pro realizaci zkoušek, kde nejsou ustálené otáčky stroje, typicky rozběhové případně doběhové zkoušky, které probíhají v celém pracovním rozsahu otáček, jsou měřené veličiny vykreslovány v tzv. multispektrech. Jedná se o vykreslení více spekter do jednoho 3D grafu, každé spektrum popisuje amplitudofrekvenční závislost pro dané otáčky. Vibrace generované jednotlivými komponenty se mohou při různých otáčkách projevit s různou intenzitou. Přehledné zobrazení více spekter nabízí Campbellův diagram, kde je velikost amplitudy vyjádřena pomocí barevné škály. Na základě Campbellova diagramu můžeme stanovit kritické otáčky z hlediska sledované veličiny.

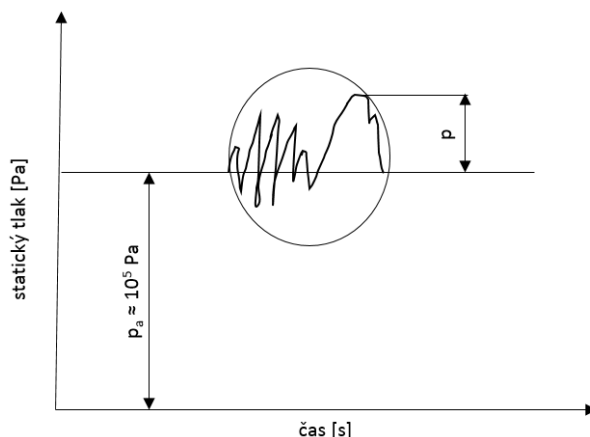


Obr 3.9 Campbellův diagram



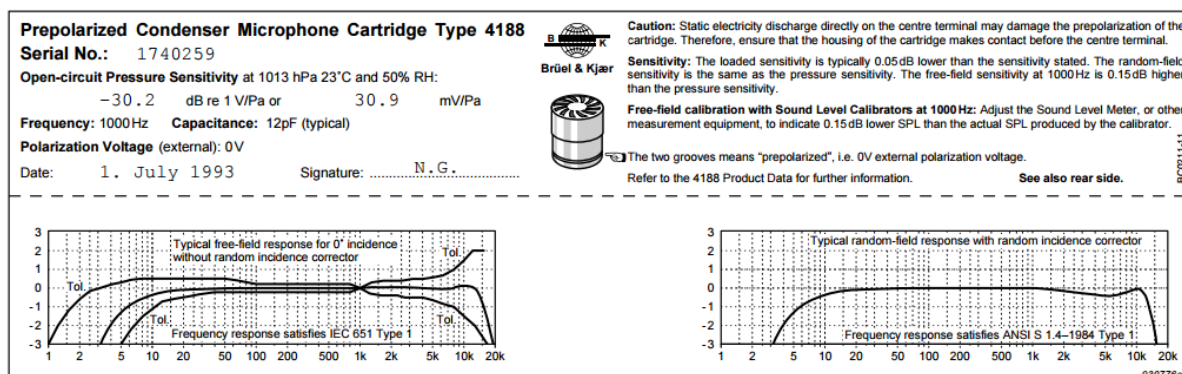
## MĚŘENÍ HLUKU

Jak již bylo zmíněno, vibrace vznikající v hnacím ústrojí vozidla se šíří dále strukturou a vedou k vybuzení povrchů skříní hnacího ústrojí i samotné struktury vozidla. Kmitající struktura předává mechanickou energii do okolního prostředí a vede tak ke vzniku podélného vlnění, při němž dochází ke změně hustoty plynného prostředí. Změnu hustoty plynného prostředí si je možné též představit jako změnu tlaku oproti referenční hodnotě, kterou představuje barometrický tlak.



Obr. 3.10 Časový průběh tlaku ve vzduchu [2]

Charakteristickou veličinou používanou pro hodnocení hluku v plynném prostředí je akustický tlak  $p$ . Akustický tlak se v technické praxi měří pomocí kondenzátorového mikrofону, který využívá rozkmitávání tenké membrány změnou tlaku v okolním prostředí. Membrána mění svoji vzdálenost proti pevné elektrodě a tím i kapacitu kondenzátoru, která je závislá na vzdálenosti elektrod. Změny kapacity jsou převáděny na změny elektrického napětí mezi elektrodami zajištěním konstantního náboje na kondenzátoru, proto musí být mikrofón prepolarizován. Důvodem pro použití tohoto mikrofónu je výhodný průběh citlivosti ve slyšitelném frekvenčním spektru.



Obr. 3.11 Kalibrační list mikrofónu [27]



Nevýhodou měření hluku pomocí mikrofону je, že není možné identifikovat směr šíření zvukové vlny, což komplikuje lokalizaci zdroje hluku, proto se v technické praxi často užívá kromě měření mikrofónem pokročilejších nástrojů, jako je intenzitní sonda, případně mikrofónní pole.

**Intenzitní sonda** se skládá z dvojice mikrofónů umístěných v definované vzdálenosti, která závisí na měřeném frekvenčním rozsahu. Z rozdílu akustických tlaků je poté možno určit akustickou rychlost. Akustická intenzita je pak definována jako tok akustické energie jednotkou plochy. V praxi se užívá střední hodnota okamžité akustické intenzity [2]

$$I = p_{ef} \cdot v_{ef} \quad (3.22)$$

kde  $p_{ef}$  představuje efektivní akustický tlak a  $v_{ef}$  efektivní akustickou rychlost [2]. Pomocí měření akustické intenzity kolem celého objektu jsme schopni určit rozložení akustického pole kolem měřeného objektu a můžeme dle rovnice (3.23) stanovit akustický výkon [2]

$$W = p_{ef} v_{ef} S = IS = \int_S IdS \quad (3.23)$$

V praxi tyto veličiny mění svoji hodnotu až o několik řádů, je proto účelné zavedení tzv. hladin jednotlivých akustických veličin, které jsou dány jako logaritmické vyjádření hodnoty vůči hodnotě referenční.

Hladina akustického tlaku je definována jako [2]

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0}, \quad p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \quad (3.24)$$

kde,  $p_0$  je hodnota referenčního tlaku a  $p$  měřený akustický tlak.

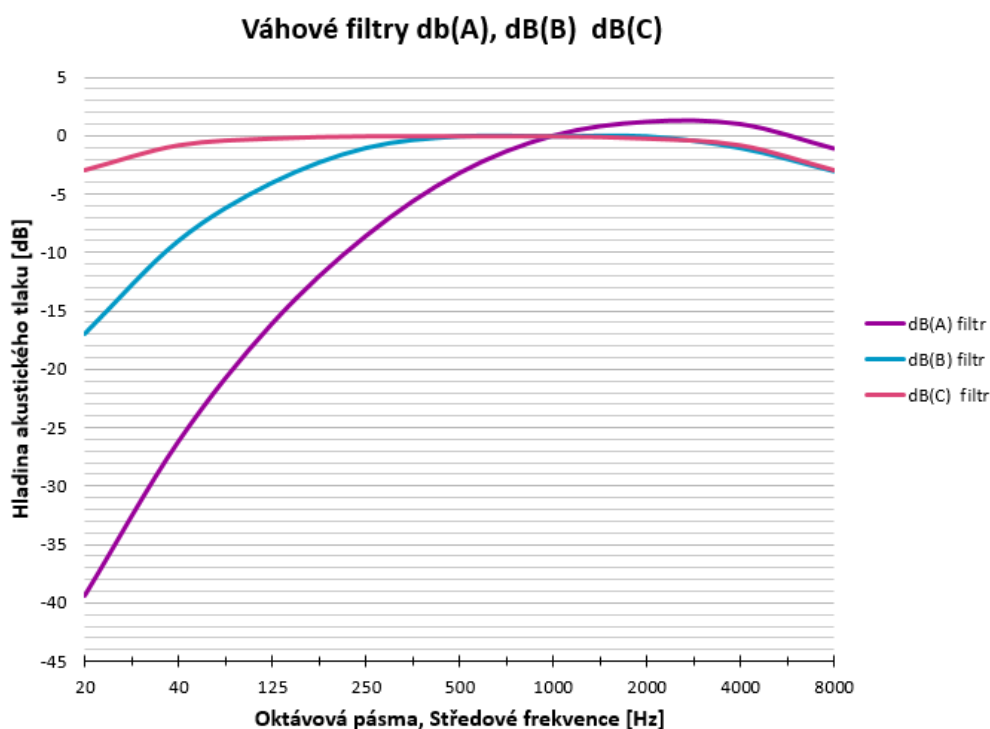
Hladina akustické intenzity je definována obdobně

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0}, \quad I_0 = 10^{-12} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (3.25)$$

Stejně tak i hladina akustického výkonu

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}, \quad W_0 = 10^{-12} \text{ W} \quad (3.26)$$

Dále je při posuzování hluku strojů nutné uvážit, že lidské ucho nevnímá všechny frekvence se stejnou intenzitou. Vzhledem k tomu, že mikrofón má obvykle tzv. „rovnou“ charakteristiku, kde jsou všechny slyšitelné frekvence zastoupeny stejnou váhou, je pro posouzení vnímání hluku lidským uchem užiti váhových filtrů, které umožňují potlačení hladin akustického tlaku v určitých frekvenčních pásmech.



Obr. 3.12 Váhové filtry

Lidskému vnímání hluku nejlépe odpovídá váhový filtr A, který potlačuje frekvence ve frekvenčním rozsahu do 1kHz. Hladina akustického tlaku zkorigovaná podle váhového filtru dB(A) je brána jako rozhodující ve většině legislativních nařízení týkající se hluku motorových vozidel.

**Lokalizace zdrojů hluku** je výrazně ovlivněna tím, že hnací ústrojí vozidla se skládá z mnoha dílčích součástí. Ty se dílčími částmi spolupodílí na celkové hladině hluku vyzařovaného vozidlem. Je proto účelné lokalizovat problematická místa a zaměřit se na jejich konstrukční úpravu. Rozložení akustického tlaku lze mapovat pomocí intenzitní sondy, avšak mapování vyžaduje, aby vozidlo bylo v ustáleném stavu. Není tak možné postihnout přechodové děje jako je průjezd vozidla, případně akceleraci.

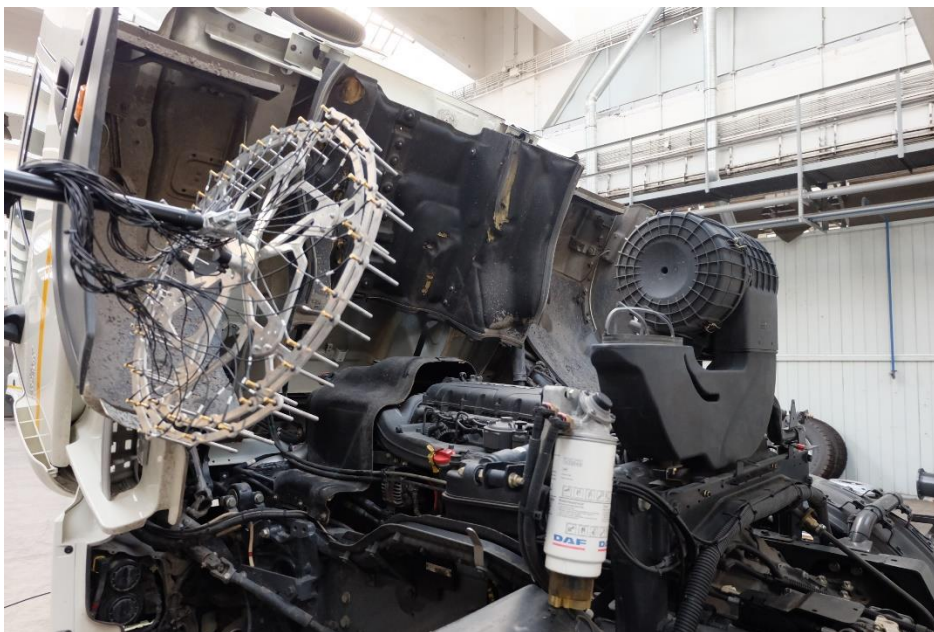
Pro lokalizaci zdrojů hluku v přechodových režimech se používají pokročilé nástroje, jako je mikrofonní pole. Mikrofonní pole se skládá z velkého počtu mikrofónů umístěných v rámu s definovanou vzdáleností, jednotlivé signály jsou časově synchronně zachycovány a dále zpracovávány pomocí algoritmů jako je Beamforming. Beamforming je založen na principu časové difference mezi mikrofony, za předpokladu, že je zdroj hluku v dostatečné vzdálenosti, abychom čelo zvukové vlny mohli považovat za rovinu. Potom vzdálenost, kterou vlna musí urazit je dána vztahem

$$D_{\text{delay}} = D_{\text{mic}} \cdot \cos \theta \quad (3.27)$$

kde  $D_{\text{mic}}$  je vzdálenost mezi mikrofony a  $\theta$  úhel, pod kterým vlna dopadá na rovinu akustického pole. Na základě znalosti rychlosti zvuku za daných podmínek pro časovou difference platí

$$T_{delay} = \frac{D_{mic}}{c} \quad (3.28)$$

kde  $c$  je rychlost zvuku v daném prostředí. V případě, že je známa vzdálenost mikrofonního pole od měřeného objektu, je možné na základě výše uvedených vztahů lokalizovat zdroj hluku. Tato metoda má však svá omezení, zejména pro aplikaci v oblasti nízkých frekvencí.



*Obr. 3.13 Mikrofonní pole CAE Systems Noise Inspector*

Pro použití v oblasti nízkých frekvencí se více hodí aplikace akustické holografie v blízkém poli označovaná, jako NAH případně SONAH. Měření pomocí akustické holografie se provádí v takzvaném blízkém poli, kdy je měřená rovina umístěna v těsné blízkosti měřeného objektu, aby bylo možno zachytit evanescentní vlny, které zpřesňují lokalizaci zdrojů hluku v oblasti nízkých frekvencí. Amplitudy evanescentních vln velmi rychle klesají se vzdáleností od měřeného objektu, avšak nemění se jejich fáze. V technické praxi je výhodné měřit akustickou intenzitu pomocí intenzitních sond umístěných v rovnoměrných rozestupech v měřicím rámu.



### 3.3.2 NÁSTROJE VÝPOČTOVÉ

Narůstající výkon výpočetní techniky dává nové možnosti pro výpočetní modelování hnacího ústrojí z hlediska jeho vibroakustického chování. Zásadní je pokrok v oblasti MKP v kombinaci s MBS přístupem, který umožňuje nahrazení analytických modelů používaných v minulosti komplexnějšími modely, jenž zahrnují více vlivů. Použití komplikovanějších modelů nám dává možnost lépe popsat vibroakustické vlastnosti hnacího ústrojí a jejich interakci s dalšími částmi vozidla.

Podstatný pokrok byl učiněn v oblasti modelování záběru ozubení, kde je možné zahrnout parametry proměnné tuhosti ozubení a simulovat reálný tvar zubu, tak i chybu záběru ozubení. V oblasti nízkých frekvencí, které jsou podstatné z hlediska ovlivňování dalších struktur vozidla, se používají deterministické metody na bázi MKP a MBS přístupu, který umožňuje rozšířit oblast řešení problému do časové oblasti.

#### PŘÍSTUPY NA BÁZI MKP A MBS

Pro posouzení vibroakustické emise v oblasti nízkých frekvencí (do 2500 Hz) jsou nejčastěji používány deterministické metody na bázi MKP. Použití MKP, předpokládá řešení velkého počtu diferenciálních rovnic, což je velmi náročné na softwarové i hardwarové vybavení.

Vysoký potenciál použití tohoto přístupu nastává v kombinaci s MBS, kdy pomocí MKP můžeme zařadit pružná tělesa do výpočtu v prostředí MBS. Na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství je pro tuto kombinaci využíváno softwaru ANSYS pro MKP a ADAMS pro výpočet v prostředí MBS. Pro implementaci pružných těles do systému MBS je využíváno metody modální redukce.

Na počátku je nutné se vždy zaměřit na místo iniciace vzniku vibrací, v případě hnacího ústrojí se jedná hlavně o záběry jednotlivých ozubení a štíhlé hřídele náchylné ke vzniku ohybového kmitání. Z míst iniciace kmitání je nutné sledovat další část přenosové cesty vibrací dále do struktury, která je nejčastěji tvořena valivými ložisky. Valivá ložiska mohou být sama o sobě zdrojem vysokofrekvenčních vibrací, ale v komplexních modelech, jako je model hnacího ústrojí bývají obvykle uvažována jako přenosový člen, kdy přenáší dále do struktury vibrace od hřídelů. Podrobné modely ložisek se z důvodu vysoké výpočetní náročnosti nepoužívají. Ložiskové vazby jsou proto definovány parametry tuhosti a tlumení v jednotlivých směrech [26].

Skříň, ve které jsou ložiska uložena, je obvykle modelována jako flexibilní těleso z důvodu možného projevu rezonancí jednotlivých částí jejího povrchu. Pro některé aplikace může být výhodné použití pružného tělesa i pro model šasi za účelem zjištění přenosu vibrací do ostatních částí struktury, jako jsou uchycovací body dalších komponent např. kabiny.

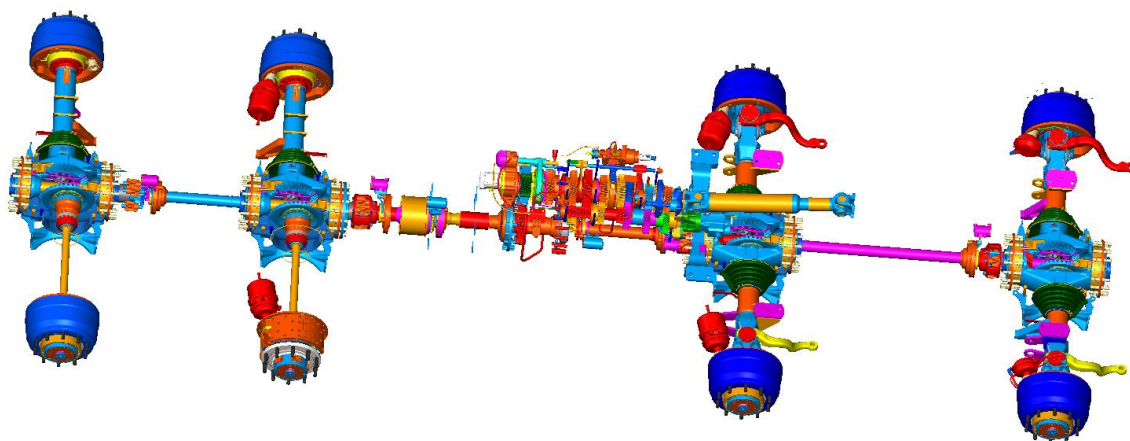
Z předchozího textu je zřejmé, že variabilita sestavení deterministického modelu je značná, liší se jak svojí náročností, tak i přesností. Je tedy možné použít variantu základní, kde je pružná pouze skříň a šasi a poté postupovat ke složitějším variantám, až po nejpokročilejší variantu považující všechny komponenty za pružná tělesa.

## 4 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Výpočetní modely používané pro analýzu hnacího ústrojí vyžadují stanovení řady parametrů. Za základní parametry lze považovat geometrii a celkové uspořádání hnacího ústrojí. Pro stanovení základních geometrických parametrů slouží CAD model dodaný výrobcem vozidla, na jeho základě lze v kombinaci s MKP systémem stanovit rozměry jednotlivých komponent, momenty setrvačnosti, převodové poměry a tuhosti součástí. Data získaná z CAD modelu jsou dále doplněna parametry dodanými výrobcem vozidla, jako je průběh točivého momentu motoru, hmotnost vozidla a další parametry.

### 4.1 ZÁKLADNÍ KONCEPCE VOZIDLA

V práci je analyzováno čtyřnápravové terénní vozidlo s pohonem všech kol. Rám vozidla je tvořen centrální nosnou rourou, na kterou jsou připojeny výkyvné polonápravy.



Obr. 4.1 3D model podvozku

#### 4.1.1 MOTOR A PŘEVODOVKA

Ve vozidle je použit osmiválcový vidlicový vzduchem chlazený motor o zdvihovém objemu 12,7l.

Tab. 4-1 Základní parametry motoru

<b>Zdvihový objem</b>	12,7 l
<b>Ventilový rozvod</b>	OHV
<b>Maximální výkon</b>	325 kW
<b>Maximální krouticí moment</b>	2100 Nm
<b>Jmenovité otáčky</b>	1800 min <sup>-1</sup>
<b>Maximální otáčky</b>	2300 min <sup>-1</sup>





Převodovka je spojena s motorem pomocí kardanova hřídele. Převodovka je v tomto případě složena ze dvou částí, přímo na motor navazuje první část převodovky, kde je řazen normální případně redukovaný převod, na tuto předřadnou převodovku navazuje pětistupňová převodovka s jedním rychlostním stupněm vzad. Za hlavní pětistupňovou převodovkou je umístěna dvoustupňová sestupná převodovka, ve které je rozdělen pohon k předním a zadním nápravám. Poloautomatický systém řazení kombinuje obě převodovky tak, že nejprve je v hlavní převodovce zařazeno všech pět rychlostních stupňů při zařazeném prvním rychlostním stupni v převodovce sestupné, pro zařazení šestého a sedmého rychlostního stupně, je v sestupné převodovce zařazen druhý rychlostní stupeň a zároveň je podřazeno v převodovce hlavní. Pro druhý převodový stupeň sestupného převodu je využíváno pouze čtvrtého a pátého rychlostního stupně v převodovce hlavní. Tato kombinace společně s předřadnou převodovkou dává čtrnáct rychlostních stupňů pro jízdu vpřed.

Tabulka 4-2 Základní parametry převodovky

Název	Označení	Počet zubů z [-]	Moment setrvačnosti I [kg.m <sup>2</sup> ]
Vstupní hřídel	H <sub>1</sub>	-	$3,54 \cdot 10^{-2}$
Hnací hřídel	H <sub>2</sub>	-	$1,73 \cdot 10^{-1}$
Hnaná hřídel	H <sub>3</sub>	-	$2,06 \cdot 10^{-1}$
Hnací kolo 1 p. převod	Z <sub>PIN1</sub>	31	$1,42 \cdot 10^{-1}$
Hnací kolo 2 p. převod	Z <sub>PIN2</sub>	27	$9,59 \cdot 10^{-2}$
Hnací kolo 1. st.	Z <sub>IN1</sub>	11	-
Hnací kolo 2. st.	Z <sub>IN2</sub>	19	-
Hnací kolo 3. st.	Z <sub>IN3</sub>	26	$5,84 \cdot 10^{-3}$
Hnací kolo 4. st.	Z <sub>IN4</sub>	33	$1,58 \cdot 10^{-2}$
Hnací kolo 5. st.	Z <sub>IN5</sub>	43	$3,58 \cdot 10^{-1}$
Hnací kolo zp. chod	Z <sub>ZPIN</sub>	11	-
Vložené kolo zp. chod	Z <sub>ZP</sub>	18	$4,41 \cdot 10^{-3}$
Hnané kolo zp. chod	Z <sub>ZPOUT</sub>	41	$6,64 \cdot 10^{-2}$
Hnané kolo 1. st.	Z <sub>OUT1</sub>	47	$1,09 \cdot 10^{-1}$
Hnané kolo 2. st.	Z <sub>OUT2</sub>	42	$6,29 \cdot 10^{-2}$
Hnané kolo 3. st.	Z <sub>OUT3</sub>	34	$3,5 \cdot 10^{-4}$
Hnané kolo 4. st.	Z <sub>OUT4</sub>	27	$1,33 \cdot 10^{-4}$
Hnané kolo 5. st.	Z <sub>OUT5</sub>	22	$6,3 \cdot 10^{-3}$
Hnané kolo silniční převod	Z <sub>SIN1</sub>	33	$8,16 \cdot 10^{-2}$
Hnané kolo terénní převod	Z <sub>SIN2</sub>	20	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Dvojkolo sestupného převodu	Z <sub>SV</sub>	31/44	$3,5 \cdot 10^{-1}$
Výstupní kolo sestupného převodu	Z <sub>SOUT</sub>	37	$3,05 \cdot 10^{-1}$

V přídatné převodovce dochází k rozdělení krouticího momentu pro pohon předních a zadních náprav. Zadní nápravy jsou poháněny stále, tok krouticího momentu ze sestupného převodu vede na mezinápravový diferenciál, kde je dělen k jednotlivým

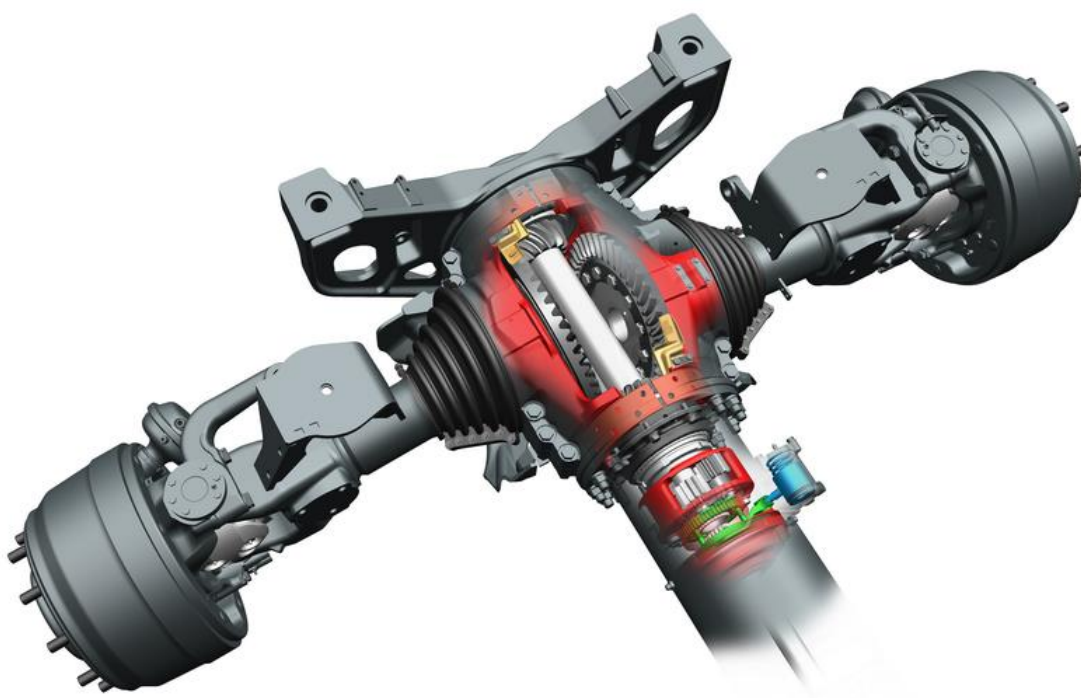


nápravám. Pohon předních náprav je připojen prostřednictvím zubové spojky, mezi předními nápravami není použit mezinápravový diferenciál, předpokládá se tedy odpojení jejich pohonu pro běžnou jízdu.

Základní parametry převodovky zjištěné z 3D modelu jsou uvedeny v Tabulka 4-2, momenty setrvačnosti nejsou uváděny samostatně pro ozubená kola, která jsou součástí hřídelí převodovky. Momenty setrvačnosti valivých ložisek, ve kterých jsou hřídele převodovky uloženy, byly rozděleny, tak že moment setrvačnosti vnitřního kroužku byl připočten k momentu setrvačnosti hřídele. Moment setrvačnosti valivých tělísek ložiska, byl pro tento případ zanedbán, neboť je vzhledem k momentu setrvačnosti ostatních součástí řádově nižší.

#### 4.1.2 DIFERENCIÁLY

Diferenciály jednotlivých náprav tak i mezinápravový diferenciál jsou čelní konstrukce. Vstupním prvkem diferenciálu je klec, která je spojena se vstupní hnací hřídelí pomocí drážkování a slouží zároveň jako unášec satelitů. Satelity jsou vůči sobě přesazeny a rozdělují krouticí moment mezi dva pastorky, které jsou spojeny s kuželovým kolem, jenž je u nápravových diferenciálů spojeno pomocí hřídele s kolovou redukcí. Propnutí kola je umožněno vzájemným pootočením ozubených kol v rozvodovce.



*Obr. 4.2 Čelní diferenciál*





Tabulka 4-3 Základní parametry diferenciálů

Název	Označení	Počet zubů z [-]	Moment setrvačnosti I [kg.m <sup>2</sup> ]
<b>Nápravový diferenciál</b>			
Klec diferenciálu	K <sub>n</sub>	-	9,28·10 <sup>-2</sup>
Satelit	S <sub>n</sub>	12	4,21·10 <sup>-4</sup>
Pastorek 1	P <sub>n1</sub>	14	3,04·10 <sup>-2</sup>
Pastorek 2	P <sub>n2</sub>	14	2,74·10 <sup>-2</sup>
Talířové kolo	T <sub>n</sub>	38	2,34·10 <sup>-2</sup>
<b>Mezinápravový diferenciál</b>			
Klec diferenciálu	K <sub>m</sub>	-	4,42·10 <sup>-2</sup>
Satelit	S <sub>m</sub>	12	4,21·10 <sup>-4</sup>
Pastorek 1	P <sub>m1</sub>	-	5,71·10 <sup>-2</sup>
Pastorek 2	P <sub>m2</sub>	-	4,29·10 <sup>-2</sup>

Momenty setrvačnosti ostatních dílů, jako jsou objímky závěrek diferenciálu, byly připočteny k momentům setrvačnosti komponent, se kterými mají společnou osu rotace. Komponenty jako hřídele satelitů byly redukovány a jsou již započteny do momentů setrvačnosti uvedených v tabulce.

#### 4.1.3 KOLOVÉ REDUKTORY

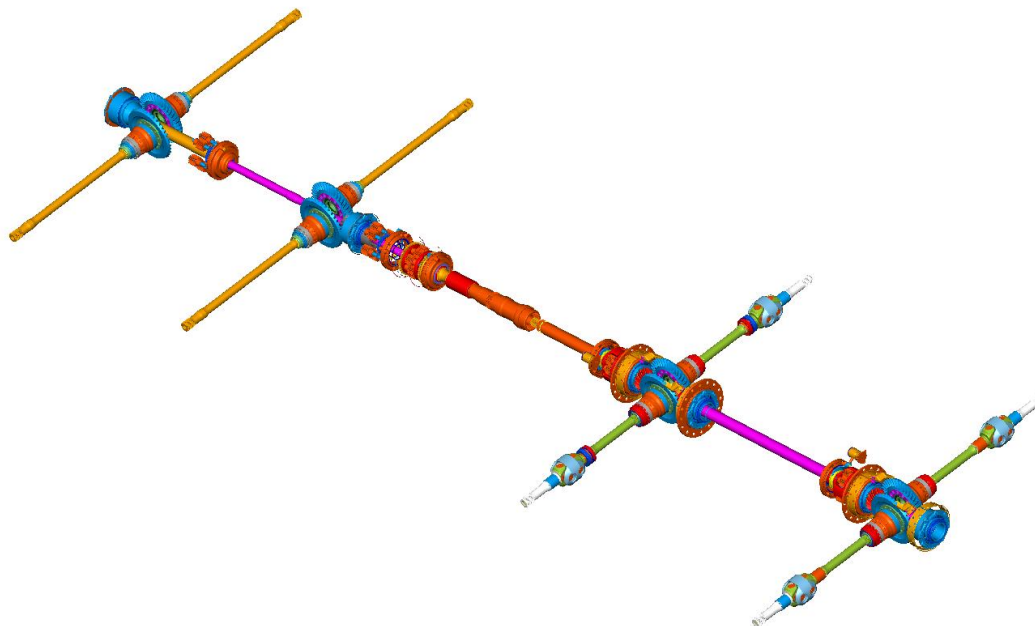
Vozidlo je vybaveno kolovými reduktory, které umožňují snížení zatížení hnacího ústrojí přesunutím koncového převodu z rozvodovky přímo do kola. Reduktory jsou tvořeny planetovým převodem s pěti satelity. Korunové kolo je pevně spojeno s nábojem kola, jeho moment setrvačnosti je tedy uvažován včetně náboje kola.

Tabulka 4-4 Základní parametry kolových redukcí

Název	Označení	Počet zubů z [-]	Moment setrvačnosti I [kg.m <sup>2</sup> ]
Centrální kolo	C <sub>r</sub>	24	2,08·10 <sup>-3</sup>
Satelit	S <sub>r</sub>	16	7,1·10 <sup>-4</sup>
Náboj s korunovým kolem	N <sub>r</sub>	56	3,84

#### 4.1.4 SPOJOVACÍ HŘÍDELE

Spojovací hřídele mají za úkol přenos krouticího momentu mezi dílčími komponenty hnacího ústrojí, ve čtyřnápravovém vozidle s pohonem všech kol se jedná o dlouhé štíhlé hřídele, umístěné v centrální nosné rouři. Vzhledem k umístění koncového převodu v nábojích kol tyto hřídele rotují vysokými otáčkami a pravděpodobně budou citlivé na vznik dynamických kmitů, ať už se bude jednat o kmitání torzní tak kmitání ohybové. Analýze těchto hřídelů bude věnován prostor v Kapitole 5.2. Z CAD modelu byly stanoveny zejména geometrické parametry hřídelů a umístění jejich uložení.



Obr. 4.3 Umístění hřídelů ve vozidle

Z pohledu na Obr. 4.3 je zřejmé, že vzhledem k uspořádání hnacího ústrojí jsou hřídele pohánějí druhou a třetí nápravu duté, aby bylo možno přes ně vést hřídele pro pohon první a čtvrté nápravy.

Tabulka 4-5 Rozměry hřídelů

Název	Délka [mm]	Vnější průměr hřídele D [mm]	Vnitřní průměr hřídele [mm]
Hřídel 1. nápravy	2603	49	-
Hřídel 2. nápravy	592	75	55,5
Hřídel 4. nápravy	1670	49	-
Zadní poloosa	1020	49	-
Přední poloosa	597	53	-



## 5 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Výpočetní model hnacího ústrojí je možné sestavit v mnoha úrovních složitosti. Vzhledem k tomu, že hnací ústrojí nákladního vozidla je složeno z desítek součástí, je nutné vhodně zvolit úroveň složitosti modelu. Obecně je vhodné začínat od jednoduššího modelu, který je dále zpřesňován.

Pro výpočetní modelování hnacího ústrojí bylo použito kombinace MBS přístupu v software MSC Adams a MKP software ANSYS pro stanovení vstupů do MBS modelu a tvorbě modálně redukovaných těles.

### 5.1 MODÁLNÍ ANALÝZA HŘÍDELÍ V NOSNÉ ROUŘE

Modální analýza je jedním ze základních nástrojů používaných pro zkoumání dynamického chování součástí. Je možné ji provádět jak výpočetním tak experimentálním způsobem. Výpočetní řešení je založeno na nalezení vlastních čísel a vlastních vektorů řešené součásti vycházející ze základní pohybové rovnice. Pomocí modální analýzy získáme jasnou představu o problematických místech a frekvencích, na druhou stranu vypočtené stavy není možné mezi sebou porovnat a určit, který z vypočtených stavů je kritičtější a o kolik.

Modální analýza hřídelů byla provedena pomocí MKP software ANSYS Workbench, kde byla provedena tzv. volná modální analýza, kdy na hřídele nepůsobí žádné vnější vazby. Z tohoto důvodu má prvních 6 vlastních módů nulovou nebo téměř nulovou frekvenci, čemuž odpovídá 6 základních stupňů volnosti, trojice posuvů a trojice natočení. Geometrie byla importována z CAD modelu a materiálové charakteristiky, které jsou pro správné výsledky modální analýzy klíčové, byly převzaty z výkresové dokumentace. Analyzovány byly hřídele první, druhé a čtvrté nápravy, hnací hřídel druhé nápravy nebyla analyzována, neboť klec nápravového diferenciálu je přímo spojena s diferenciálem mezinápravovým.

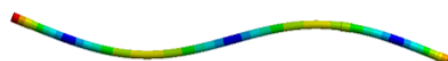
Tabulka 5-1 Vlastní frekvence hnací hřídele první nápravy

Vlastní frekvence			
Číslo vlastního módu [-]	Frekvence [Hz]	Číslo vlastního módu [-]	Frekvence [Hz]
7	31	14	283
8	31	15	422
9	87	16	422
10	87	17	577
11	172	18	589
12	172	19	589
13	283	20	782

⑦



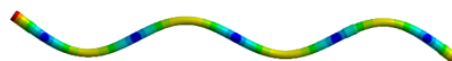
⑨



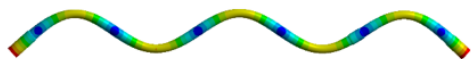
⑪



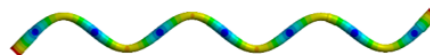
⑬



⑮



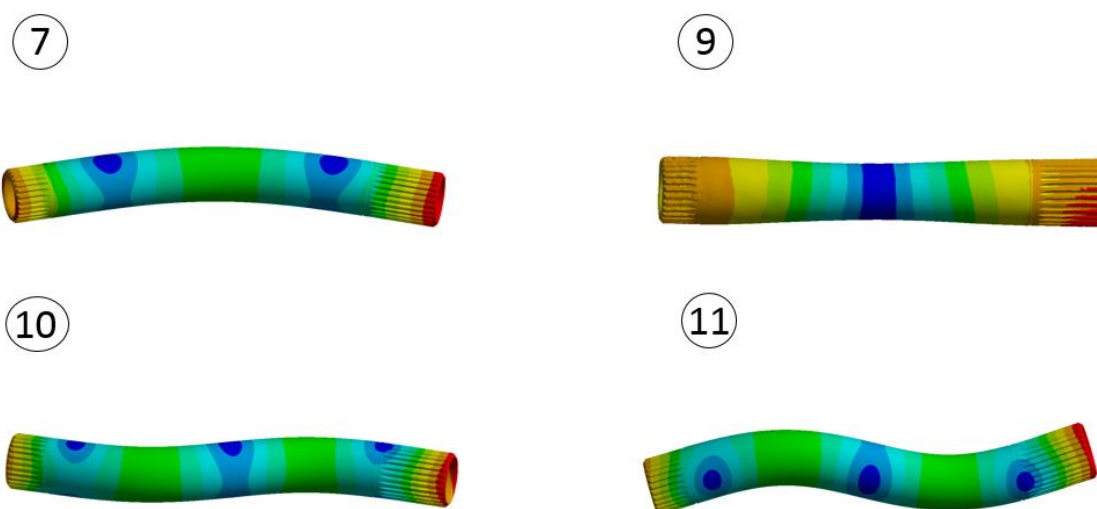
⑱



Obr. 5.1 Vybrané vlastní tvary hřídele první nápravy

Tabulka 5-2 Vlastní frekvence hnací hřídele druhé nápravy

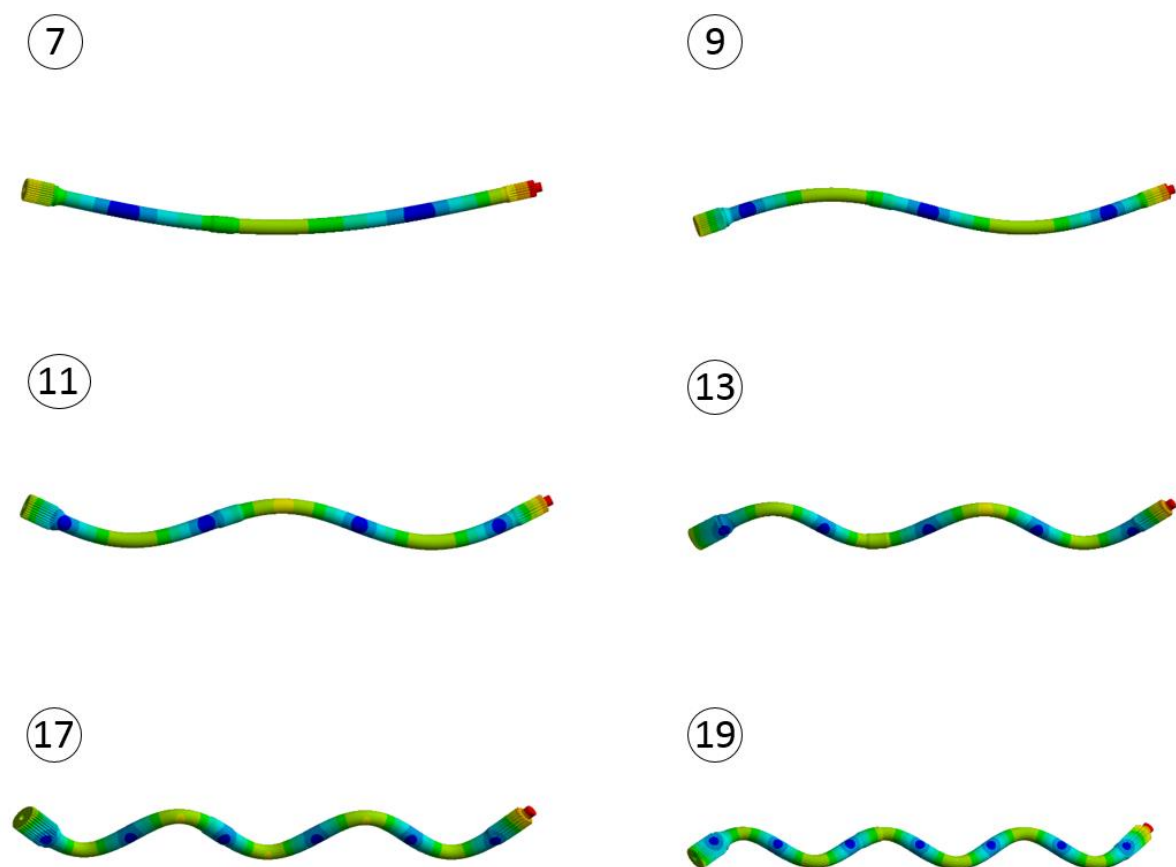
Vlastní frekvence	
Číslo vlastního módu [-]	Frekvence [Hz]
7	1197
8	1203
9	2810
10	2859
11	2860



Obr. 5.2 Vybrané vlastní tvary hřídele druhé nápravy

Tabulka 5-3 Vlastní frekvence hnací hřídele čtvrté nápravy

Vlastní frekvence			
Číslo vlastního módu [-]	Frekvence [Hz]	Číslo vlastního módu [-]	Frekvence [Hz]
7	72	14	667
8	72	15	793
9	202	16	989
10	202	17	990
11	400	18	1382
12	400	19	1383
13	667	20	1416



Obr. 5.3 Vybrané vlastní tvary hnací hřídele čtvrté nápravy

Vlastní frekvence získané pomocí modální analýzy je třeba porovnat s podmínkami, v jakých jsou hřídele provozovány. Dominantním zdrojem buzení je vlastní otáčení hřídelí, tudíž je třeba porovnat otáčkové frekvence s vlastními frekvencemi stanovenými pomocí modální analýzy. Provozní otáčky hřídelí se pohybují v rozsahu otáček  $0 - 2600 \text{ min}^{-1}$ , což odpovídá frekvencím  $0 - 43 \text{ Hz}$ . Z výsledků je zřejmé, že hnací hřídel první nápravy je provozována v režimu odpovídajícím vlastní frekvenci kmitání, z tohoto důvodu je třeba hřídel podrobit další analýze.



## 5.2 ANALÝZA DYNAMICKÉHO CHOVÁNÍ HNACÍ HŘÍDELE PRVNÍ NÁPRAVY

Budící síly kmitání tělesa můžeme rozdělit na budící síly vnější a vnitřní, v případě vnitřního buzení zpravidla neexistuje přímá souvislost mezi přenášeným výkonem a intenzitou vibrací [29].

Hlavní příčiny kmitání v hnacím ústrojí jsou následující:

- Budící síly od proměnnosti krouticího momentu motoru
- Nevyváženost součástí hnacího ústrojí
- Vyosení hřídelů vzniklé chybami při montáži nebo nepřesností výroby
- Výrobní vady ozubení a jeho proměnná tuhost

V případech kdy se hřídel otáčí nízkými otáčkami a její tuhost je proti tuhosti jejího uložení vysoká, pak dochází ke stavu, kdy tuhá hřídel kmitá v uložení, které považujeme za pružné. Nejjednodušší model příčného kmitání, který zahrnuje radiální krouživý pohyb hřídele se dvěma stupni volnosti, se řídí rovnicí 5.1

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x &= F_0 \cdot \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y &= F_0 \cdot \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (5.1)$$

kde  $m$  je matice hmotnosti,  $x$  a  $y$  jsou matice posunutí,  $c_x$  a  $c_y$  jsou matice tlumení,  $k_x$  a  $k_y$  jsou matice tuhosti,  $\omega$  je vektor úhlové rychlosti a  $F_0$  jsou vektory budících sil.

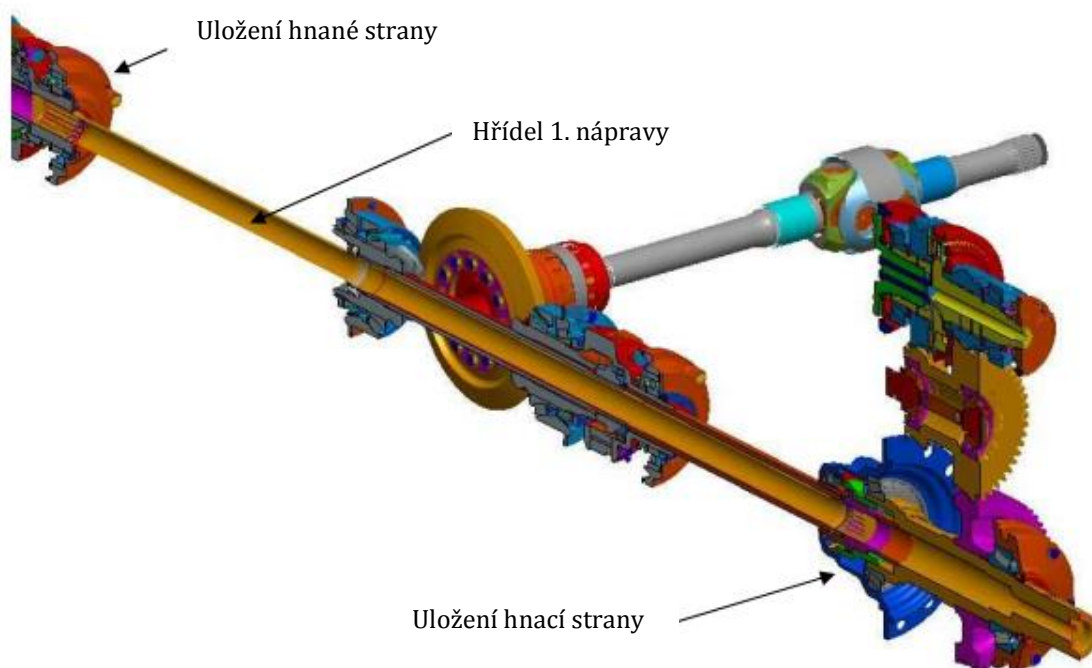
Opačný případ, kdy uvažujeme pružný hřídel v tuhých ložiscích je také možný, avšak z pohledu dynamického chování hřídele méně žádoucí, neboť postrádá pohyb a tlumení hřídele v uložení, které má značný vliv na amplitudy kmitání. Z výše uvedeného je zřejmé, že není vhodné umístit ložiska do uzlových bodů kmitání, protože v ložisko není schopné tlumit kmitání aniž by docházelo k pohybu v ložisku.

Vznik rezonančního kmitání hřídele ovlivňuje její pružnost, pružnost uložení hřídele, rozložení hmotnosti po délce hřídele a maximální provozní otáčky. Souhra těchto faktorů pak určuje, zda v pracovním rozsahu hřídele leží vlastní frekvence hřídele.

S přihlédnutím k faktu, že hřídel ani jeho uložení není ideálně tuhé, je zvláště vhodné použít řešení v prostředí MBS, které nám umožní zohlednit jak samotné chování hřídele a jeho uložení tak i proměnnost krouticího momentu od motoru, která může vyvolávat kmitání torzní.

### 5.2.1 ANALÝZA ULOŽENÍ HŘÍDELE

Pro dosažení relevantních výsledků je nutné správně stanovit tuhost uložení hřídele, neboť jde o jeden z klíčových parametrů. Hřídel je ve vozidle uložena v centrální nosné rouře pomocí valivých ložisek viz Obr. 5.4



Obr. 5.4 Uložení hřídele první nápravy

Vzhledem k faktu, že hřídel není uložena přímo v ložisku, ale prostřednictvím unášeců, je nutné je zahrnout do celkové tuhosti uložení. Vzhledem k tomu, že nejsou známy výrobní tolerance všech komponent uložení, je zavedeno zjednodušení, které spočívá v tom, že jsou zanedbány vůle mezi jednotlivými součástmi uložení hřídele. Analýza tuhosti uložení tedy předpokládá analýzu samotného uložení jako jedné součásti a výpočet tuhosti ložisek, jako části druhé.

Pro stanovení tuhosti ložisek byla zvolena metoda využívající 3D MKP model. Pro kuličkové ložisko, ve kterém je uložen hnáný konec hřídele, je provedeno ověření 3D MKP modelu výpočtem analytickým.

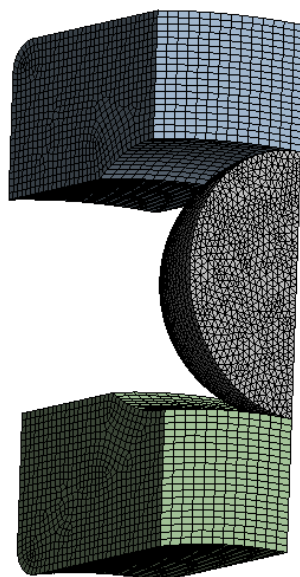
#### MKP PŘÍSTUP STANOVENÍ TUHOSTI LOŽISEK

3D MKP přístup vede na řešení kontaktní úlohy, kde je řešen kontakt valivého elementu s plochami vnitřního a vnějšího kroužku ložiska. Vzhledem k faktu, že valivé elementy použité v ložisku jsou stejné, je výhodné snížit výpočetní náročnost úlohy provedením analýzy pouze pro jeden valivý element ložiska. Analýza valivého elementu, v tomto



případě kuličky, je symetrickou úlohou, proto je možné provést analýzu pouze jedné čtvrtiny valivého elementu při aplikaci podmínek symetrie.

Na čtvrtinový model elementu byl aplikován známý posuv a ze zjištěné reakční síly pak vypočtena tuhost. Tento způsob byl zvolen, pro lepší konvergenci úlohy. Analýza byla provedena v prostředí ANSYS Workbench.



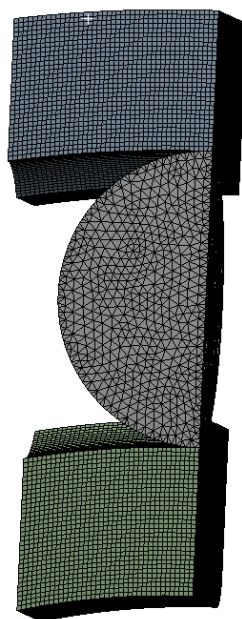
Obr. 5.5 Síť pro výpočet tuhosti ložiska 6018

Výpočet byl proveden pro deset posuvů středového uzlu ložiska, viz Tabulka 5-4.

Tabulka 5-4 Tuhost 1/4 elementu ložiska 6018

Tuhost ¼ elementu ložiska 6018			
Zátěžný stav [-]	Posunutí [mm]	Reakční síla [N]	Tuhost ¼ elementu [N.mm <sup>-1</sup> ]
1	0,001	13,3	13300
2	0,002	55	27500
3	0,005	182,4	36480
4	0,0075	297,5	39666
5	0,01	418	41800
6	0,0125	539,6	43168
7	0,015	662,4	44160
8	0,02	910,6	45530
9	0,025	1172,5	46900
10	0,03	1449,6	48320

Obdobným způsobem byl proveden výpočet pro druhé kuličkové ložisko 6219 v uložení přední části hřídele.

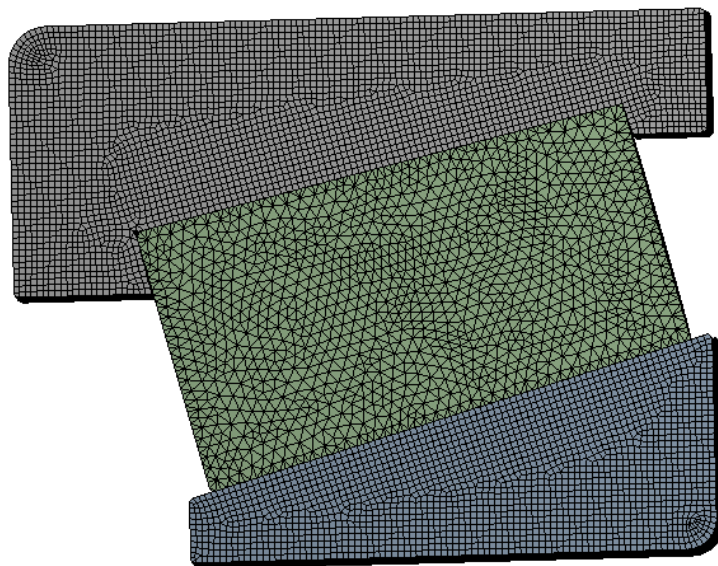


Obr. 5.6 Sít' pro výpočet tuhosti ložiska 6219

Tabulka 5-5 Tuhost 1/4 elementu ložiska 6219

Tuhost ¼ elementu ložiska 6219			
Zátěžný stav [-]	Posunutí [mm]	Reakční síla [N]	Tuhost ¼ elementu [N.mm <sup>-1</sup> ]
1	0,001	20,7	20700
2	0,002	51,6	25800
3	0,005	157,9	31580
4	0,0075	251,5	33533
5	0,01	351,2	35120
6	0,0125	459	36720
7	0,015	573,4	38226
8	0,02	817,7	40885
9	0,025	1089,9	43596
10	0,03	1406,4	46880

Pro výpočet tuhosti elementu kuželíkového ložiska bylo nutné upravit podmínky symetrie, protože ložisko má pouze jednu rovinu symetrie, což vede na použití modelu jedné poloviny valivého elementu. Další postup byl již obdobný jako u ložiska kuličkového.



Obr. 5.7 Sít' pro výpočet kuželíkového ložiska

Tabulka 5-6 Tuhost 1/2 elementu ložiska 32026

Tuhost ½ elementu ložiska 32026			
Zátěžný stav [-]	Posunutí [mm]	Reakční síla [N]	Tuhost ½ elementu [N.mm <sup>-1</sup> ]
1	0,001	62,1	62000
2	0,002	145,4	72500
3	0,005	378,4	76000
4	0,0075	1682,1	224280
5	0,01	2935,7	293570
6	0,0125	4187,9	335032
7	0,015	6195,5	413033
8	0,02	8321	416050
9	0,025	10298,7	411948
10	0,03	13197,3	439910

Předchozím postupem byly stanoveny částečné tuhosti ložisek, jedné čtvrtiny u ložisek kuličkových a jedné poloviny valivého elementu u ložisek kuželíkových. Dále však bylo nutné vypočítat tuhost ložiska jako celku. Bylo třeba si uvědomit, že na celkové tuhosti ložiska se podílí pouze elementy, které jsou stlačované, nikoli všechny elementy obsažené v ložisku. Dalším předpokladem bylo, že každý element se podílí na tuhosti ložiska jinou měrou v závislosti na úhlu odklonu elementu od vektoru síly působící na ložisko.



Výpočet vycházel ze zjednodušujícího předpokladu nulové vůle mezi kroužky ložiska a valivými elementy, takže se při působení síly započítávala polovina elementů ložiska. Dalším zjednodušujícím předpokladem byl předpoklad konstantní tuhosti ložiska během jeho pootočení. Vzhledem k velkému počtu valivých elementů byla proměnnost tuhosti ložiska zanedbatelná.

Výpočet celkové tuhosti ložiska vychází z výpočtu tuhosti jednoho elementu valivého ložiska dle vztahu 5.2

$$k_{MKP} = w \cdot \frac{R_y}{\Delta y} \quad (5.2)$$

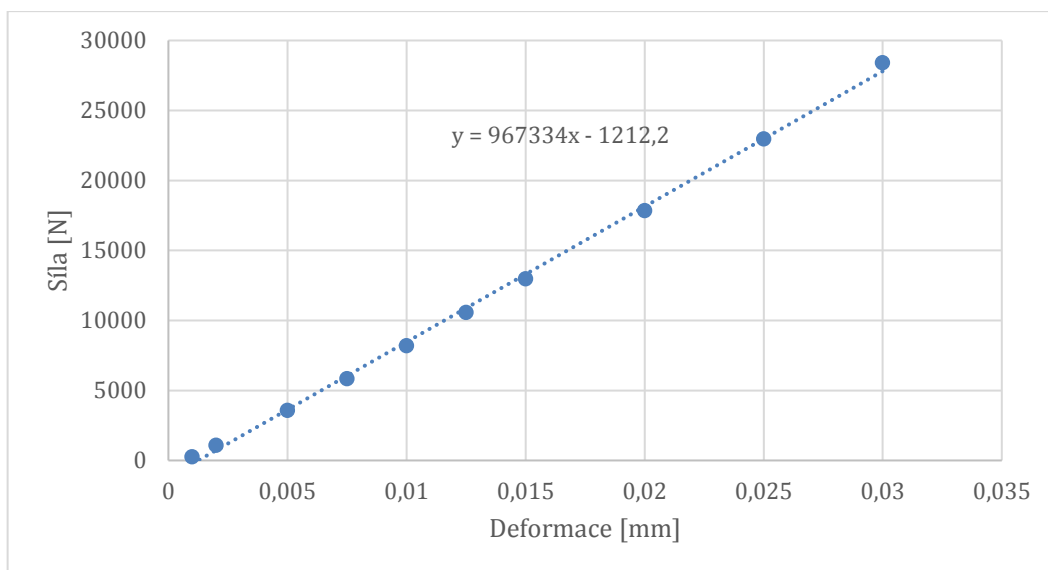
kde  $k_{MKP}$  je tuhost jednoho elementu valivého ložiska,  $R_y$  je reakční síla ve středu ložiska,  $\Delta y$  je posuv ve středu ložiska  $w$  je konstanta pro daný typ ložiska. Pro kuličkové ložisko má hodnotu 4 a pro ložisko kuželíkové 2.

Z tuhosti jednoho elementu je vypočtena celková tuhost ložiska dle vztahu 5.3

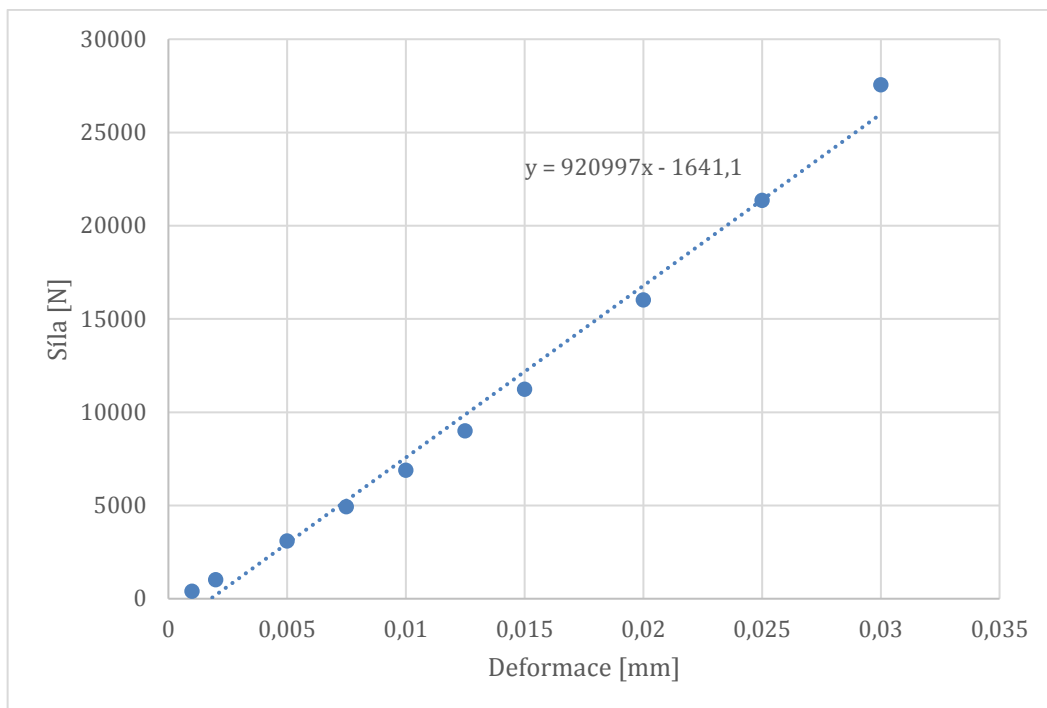
$$k_c = k_{MKP} \cdot \left( 1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{\frac{n_l}{4}} \left( \cos \left( \frac{360}{n_l} \cdot i \right) \right) \right) \quad (5.3)$$

kde  $k_c$  je celková tuhost ložiska a  $n_l$  je počet valivých elementů.

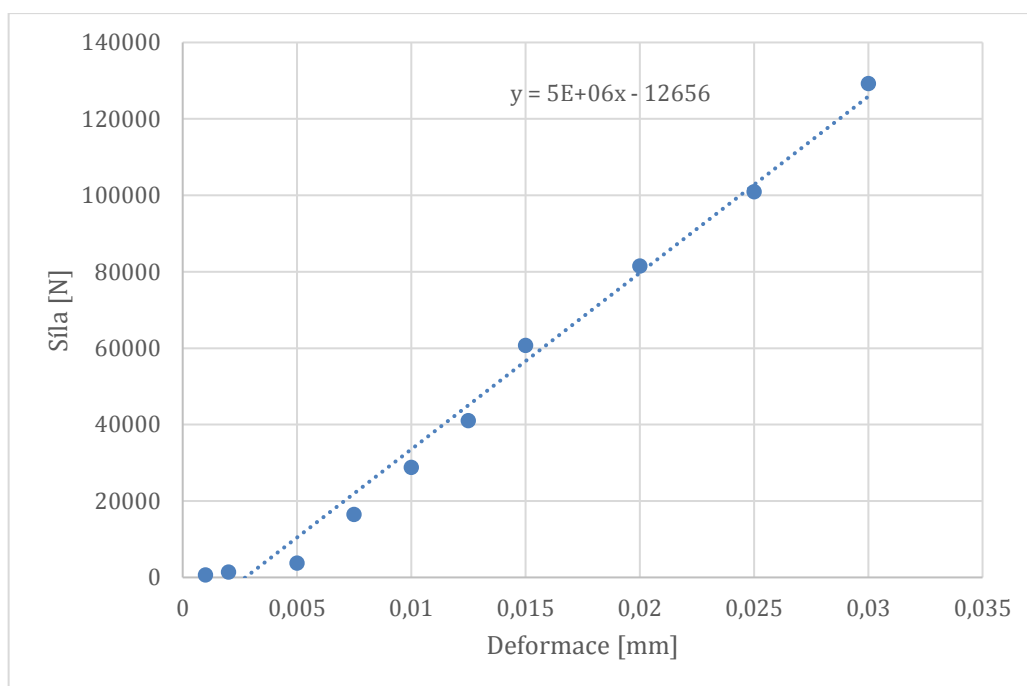
Dle výše uvedených vztahů byla vypočtena tuhost ložisek pro různé hodnoty deformace a byla vynesena do grafu. Pro další využití je zásadní lineární oblast tuhosti, ve které se nachází provozní oblast. Závislost deformace na síle, kterou dané ložisko přenáší je uvedena v následujících grafech.



Obr. 5.8 Celková tuhost kuličkového ložiska 6018



Obr. 5.9 Celková tuhost kuličkového ložiska 6219



Obr. 5.10 Celková tuhost kuželíkového ložiska 32026

Výsledné tuhosti ložisek jsou uvedeny v Tabulka 5-7, dle očekávání má kuželíkové ložisko výrazně vyšší tuhost oproti ložiskům kuličkovým.

Tabulka 5-7 Výsledné tuhosti ložisek

Výsledné tuhosti ložisek	
Ložisko [-]	Celková tuhost [N.m <sup>-1</sup> ]
Kuličkové 6018	9,673.10 <sup>8</sup>
Kuličkové 6219	9,209.10 <sup>8</sup>
Kuželíkové 32026	4,616.10 <sup>9</sup>

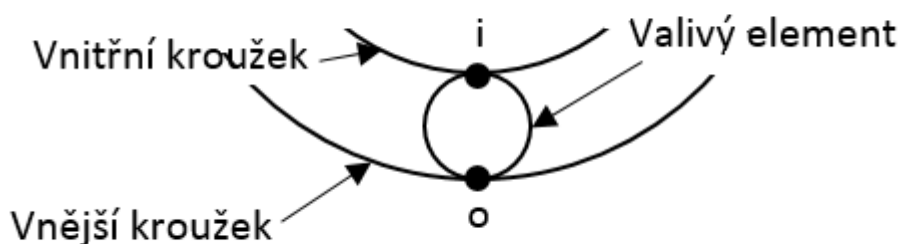
#### ANALYTICKÝ VÝPOČET TUHOSTI KULIČKOVÝCH LOŽISEK

Pro kuličková ložiska 6018 a 6219 bylo provedeno ověření výpočtu tuhosti pomocí analytických vztahů. Výpočet kontaktu valivého elementu s dráhou ložiska je založen na aplikaci Hertzovy teorie, dle které pro silové zatížení  $F$  platí

$$F = K_p \delta_p^{3/2} \quad (5.4)$$

kde  $K_p$  je konstanta deformace, která je závislá na geometrii a materiálu povrchů v kontaktu a  $\delta_p$  představuje deformaci v místě kontaktu [29].

Vzhledem k tomu, že valivý element je zároveň v kontaktu s vnitřním a vnějším kroužkem jak je znázorněno na Obr. 5.11



Obr. 5.11 Kontakt valivého elementu s dráhami ložiska

pak pro celkovou deformaci  $\delta$  jednoho valivého elementu platí

$$\delta = \delta_{pi} + \delta_{po} = \left( \frac{1}{K_{pi}} + \frac{1}{K_{po}} \right) F^{2/3} \quad (5.5)$$

kde indexy  $i$  a  $o$  značí kontakt s vnitřním, resp. vnějším kroužkem ložiska. Tento vztah je možné upravit do podoby

$$K_{pio} = \frac{K_{pi} + K_{po}}{\left(K_{pi}^{2/3} + K_{po}^{2/3}\right)^{3/2}} \quad (5.6)$$

kde  $K_{pio}$  představuje deformační konstantu pro dvoubodový kontakt valivého elementu s drahami ložiska. Konstanta  $K_{pio}$  závisí na poloměru křivosti  $f$ , který definuje rovnice 5.7

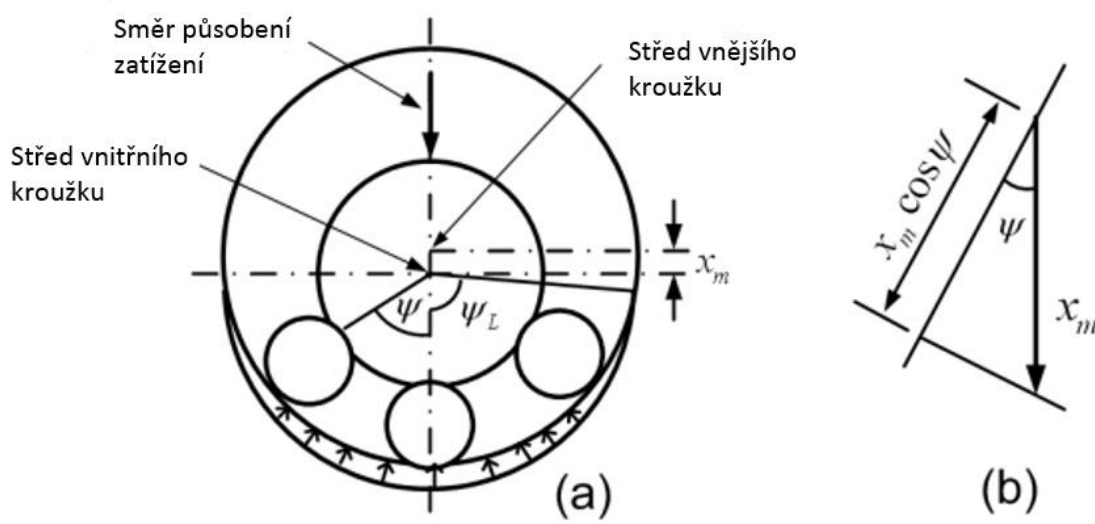
$$f = \frac{(2r - D_b)}{D_b} \quad (5.7)$$

kde  $D_b$  je průměr valivého elementu a  $r$  poloměr dráhy pro valivý element v kroužku ložiska.

Pro deformační konstantu kuličkového ložiska pak platí rovnice 5.8

$$K_{poi} = \frac{34300}{f^{0,35}} D_b^{1/2} \quad (5.8)$$

V reálném ložisku, dochází ke stlačování více elementů a zároveň je nutné ještě počítat s ložiskovou vůlí, takže pro elastickou deformaci ložiska, kde je vnitřní kroužek ložiska vychýlen z centrické pozice o vzdálenost  $x_m$  platí rovnice 5.9



Obr. 5.12 (a) Posuv vnitřního kroužku vůči vnějšímu, (b) Posuv valivého elementu ležícího pod úhlem  $\psi$



$$\delta_0 = x_m - c_r \quad (5.9)$$

kde  $c_r$  představuje ložiskovou vůli. Pro ostatní elementy nacházející se proti směru působení zatížení v úhlu  $\psi$  pak platí rovnice 5.10

$$\delta(\psi) = x_m \cos \psi - c_r \quad (5.10)$$

pokud předpokládáme zatížení valivého elementu v ose působení zatížení, pak platí

$$\delta_0 = \left( \frac{F_m}{K_{pio}} \right)^{2/3} \quad (5.11)$$

kde  $F_m$  je síla působící na valivý element v ose zatížení.

Přibližný vztah mezi ložiskovou vůlí a geometrií ložiska dle Palmgrena je pak vyjádřen rovnicí 5.12

$$x_m = 4,36 \cdot 10^{-8} \left( \frac{F_m^2}{D_b} \right)^{1/3} \quad (5.12)$$

kde  $F_m$  se dosazuje v [N] a  $D_b$  v [m]. Pro dosazení do vztahu je ještě nutno vyjádřit maximální sílu  $F_m$  pro kterou platí vztah

$$F_m = \frac{c_1}{Z} F_r \quad (5.13)$$

kde  $Z$  je počet valivých elementů a  $c_1$  je konstanta která závisí na zatížení, počtu valivých elementů a ložiskové vůli. Pro kuličková ložiska se obecně používá  $c_1 \approx 4,37$ .

Dosazením do vztahu 5.4 pak dostaneme

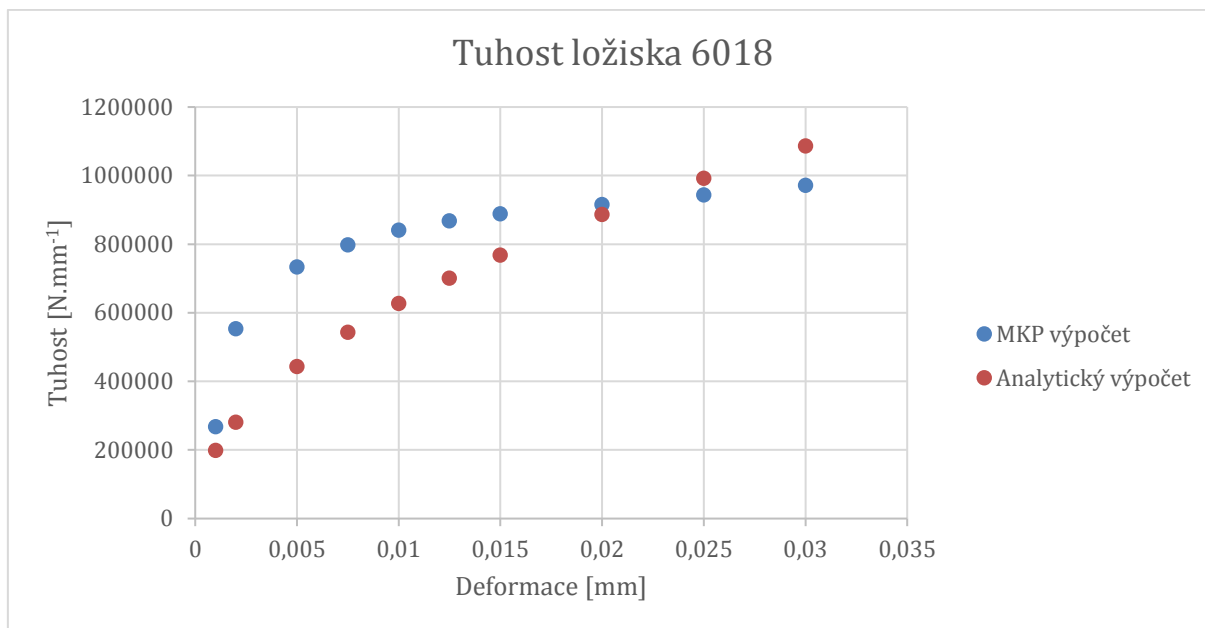
$$F_m = K_{pio} [x_m - c_r]^{3/2} \quad (5.14)$$

odkud je možné vyjádřit tuhost ložiska v závislosti na posuvu vnitřního kroužku  $x_m$

$$k(x_m) = \frac{dF_r}{dx_m} = \frac{Z}{4,37} \frac{dF_m}{dx_m} = 1,5 \frac{Z}{4,37} K_{pio} (x_m - c_r)^{0,5} \quad (5.15)$$

Po dosazení parametrů kuličkových ložisek dostaneme tuhost v závislosti na posunutí středového uzlu. Porovnání tuhostí ložiska získaného pomocí MKP a analytického přístupu je uvedeno v Obr. 5.13. Oba přístupy vykazují velmi podobné výsledky, rozdíl je způsoben v oblasti malých deformací, kde má značný vliv ložisková vůle, kterou MKP přístup nezohledňuje. Pro potřeby výpočetního modelu je možné použít oba přístupy.

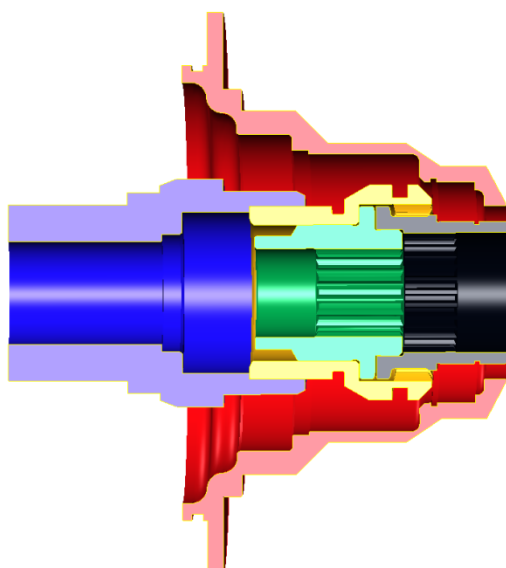




*Obr. 5.13 Porovnání tuhosti ložiska dle MKP a dle analytických vztahů*

#### ANALÝZA TUHOSTI ULOŽENÍ JAKO CELKU

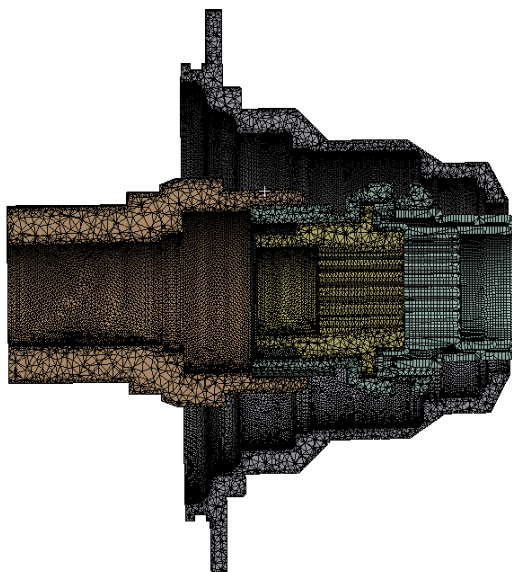
Po stanovení tuhosti ložisek je možné přejít k analýze uložení hřídele jako celku. Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, bylo třeba přikročit k určitým zjednodušením pro snížení výpočetní náročnosti. Základním zjednodušujícím předpokladem je úvaha, že jednotlivé součásti uložení jsou spojeny bez vůle. Model geometrie použitý pro analýzu uložení je na Obr. 5.14, kde je zřejmé, že se skládá z pěti částí.



*Obr. 5.14 Uložení hnacího konce hřídele*



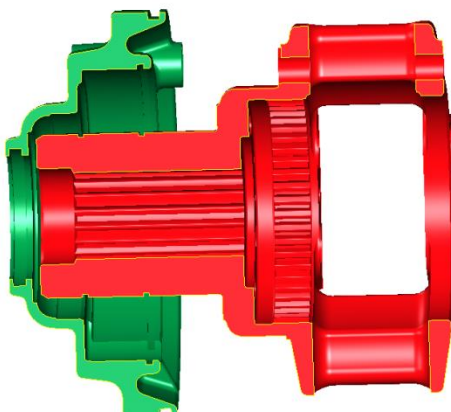
Spojení součástí uložení a pláště, který je pevně spojen s nosnou rourou, je realizováno pomocí valivých ložisek. Vzhledem k tomu, že analýza tuhosti ložisek již byla provedena v předchozí stati, je žádoucí provést nahrazení ložisek prvky, které mají stejnou tuhost jako vypočtené vlastnosti ložiska, což vede ke snížení výpočetní náročnosti úlohy. Analýza byla provedena v prostředí ANSYS Workbench, kde byla pro tvorbu náhrady ložiska použita funkce Compression Only Spring o tuhosti odpovídající tuhosti ložiska.



*Obr. 5.15 Sít' pro výpočet tuhosti uložení hnacího konce hřídele*

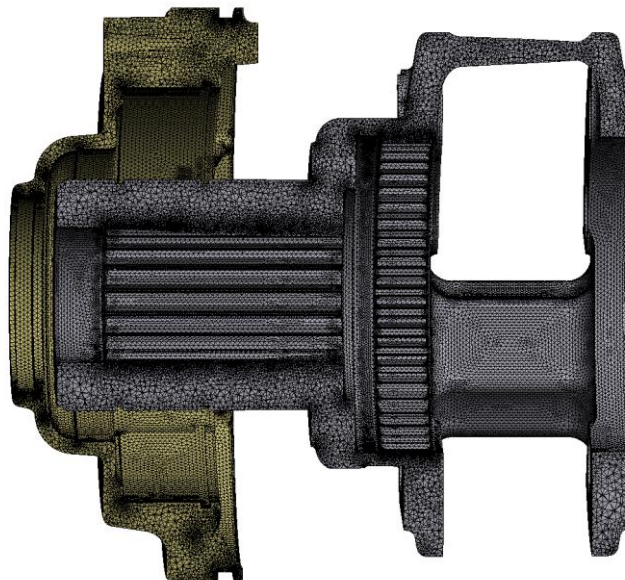
Na Obr. 5.15 je zobrazena výpočtová síť sloužící pro výpočet tuhosti uložení hnaného konce hřídele, výpočet byl proveden pro zjištění tuhosti v radiálním směru, tak i v natočení.

Obdobným způsobem byla provedena analýza hnaného konce, kde je výstupem tuhost v radiálním směru a v natočení.



*Obr. 5.16 Díly uložení hnaného konce hřídele*

Na hnaném konci je unášec hřídele uložen v jednom kuličkovém ložisku, které je nahrazeno obdobným způsobem jako v případě hnacího konce. Na Obr. 5.17 je zobrazena síť použita pro výpočet.



Obr. 5.17 Síť pro výpočet tuhosti uložení hnaného konce hřídele

Podle očekávání je tuhost uložení hnaného konce hřídele v natočení nižší, než je tomu na hnací straně hřídele. Příčinou tohoto faktu je to, že je hřídel uložena pouze v jednom ložisku na místo dvou na konci hnacím. Navíc se jedná o ložisko kuličkové, jenž má v porovnání s ložiskem kuželíkovým nízkou tuhost v natočení.

Tuhosti uložení hřídele jsou uvedeny v Tabulka 5-8.

Tabulka 5-8 Tuhost uložení hnací hřídele první nápravy

Tuhost uložení hřídele přední nápravy		
	Uložení hnacího konce	Uložení hnaného konce
Tuhost uložení v posuvu [N.m <sup>-1</sup> ]	$7,76 \cdot 10^8$	$9,29 \cdot 10^8$
Tuhost uložení v natočení [N.m.deg <sup>-1</sup> ]	$6,84 \cdot 10^6$	$5,41 \cdot 10^6$



### 5.2.2 TVORBA MODÁLNĚ REDUKOVANÉHO TĚLESA HRÍDELE

Pro výpočet v prostředí MBS je nutné připravit model modálně redukováného tělesa. Použití přímo MKP modelu je teoreticky možné, avšak v základní podobě obsahuje velký počet stupňů volnosti, které zásadním způsobem zvyšují výpočetní náročnost úlohy. Z tohoto důvodu přistupujeme k tvorbě modálně redukováného tělesa, které má řádově nižší počet stupňů volnosti než MKP model.

K redukci bylo využito Graig-Bamptonovy metody, jejíž podstatou je redukce výchozího modelu na model o řádově nižším počtu stupňů volnosti  $u$ , dle rovnice 5.16

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i \quad (5.16)$$

kde  $M$  představuje počet vlastních módů,  $\phi_i$  vlastní módy a modální souřadnice v maticové podobě má vztah 5.16 následující podobu

$$u = \Phi q \quad (5.17)$$

kde  $u$  je matice posuvů,  $\Phi$  je transformační matice a  $q$  je redukováná matice posuvů.

Craig-Bamptonova redukce rozděluje stupně volnosti výpočtového modelu na dva typy, vazebné módy a normální módy. Vazebné módy jsou tvořeny tak, že každému uzlu je předepsáno jednotkové posunutí, zatímco pro ostatní uzly je spočtena statistická analýza. Normální módy jsou získány tak, že na všech uzlech jsou předepsány nulové posuvy a je provedena modální analýza. Matice stupňů volnosti je možné rozepsat dle vztahu 5.18

$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{IC} & \phi_{IN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} = \phi_{CB} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} \quad (5.18)$$

kde  $u_B$  je sloupcový vektor stupňů volnosti uzlů rozhraní,  $u_I$  je sloupcový vektor stupňů volnosti vnitřních uzlů,  $I$  je jednotková matice,  $0$  nulová matice,  $\phi_{IC}$  je matice skutečných posuvů na vnitřních uzlech při vazebných módech,  $\phi_{IN}$  je matice skutečných posuvů na vnitřních uzlech při normálních módech uzlů rozhraní,  $q_C$  je sloupcový vektor modálních stupňů volnosti,  $q_N$  je sloupcový vektor modálních stupňů volnosti při normálních módech uzlů rozhraní. Matice tuhosti je získána transformací dle rovnice 5.19

$$\hat{K} = \phi^T K \phi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{IC} & \phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{BB} & K_{BI} \\ K_{IB} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{IC} & \phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{K}_{CC} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{NN} \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

obdobný vztah platí i pro matici hmotnosti 5.20

$$\hat{M} = \phi^T M \phi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{IC} & \phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{BB} & M_{BI} \\ M_{IB} & M_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{IC} & \phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{M}_{CC} & \hat{M}_{CN} \\ \hat{M}_{NC} & \hat{M}_{NN} \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

kde index  $I$  značí vnitřní stupně volnosti, index  $B$  stupně volnosti rozhraní, index  $N$  normální módy a index  $C$  vazebné módy.



Výše uvedené vztahy popisují základní podobu Craig-Bamptonovy metody, u které je potřebné zohlednit následující předpoklady. V první řadě je třeba zamezit prvním šesti stupňům volnosti, které odpovídají pohybu tuhého tělesa. Vazebné módy jsou vypočteny pomocí statické analýzy a je nutné provést další úpravy pro zajištění jejich patřičných dynamických vlastností. Vazebné módy nelze odstranit, neboť by nebylo možné aplikovat vazby. Uvedené problémy lze řešit matematickou úpravou rovnic 5.19 a 5.20. Řešením problému vlastních čísel dle vztahu 5.21

$$\hat{K}q = \lambda \hat{M}q \quad (5.21)$$

je možné získat vlastní vektory, provedením transformace maticí  $N$ , která transformuje Craig-Bamptonovy módy na ekvivalentní ortogonální módy dle vztahu 5.22

$$Nq^* = q \quad (5.22)$$

takže pro aproximaci posuvů je možné zapsat ve tvaru

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i = \sum_{i=1}^M \phi_i Nq^* = \sum_{i=1}^M \phi_i^* q_i^* \quad (5.23)$$

kde ortogonální vektory náhradního Craig-Bamptonova systému mají přiřazeny původní vlastní frekvence.

Vlastní tvorba modálně redukováného tělesa byla provedena v MKP programu ANSYS, kde do modelu použité pro modální analýzu byly doplněny uzly rozhraní. Uzly rozhraní jsou důležitou součástí modálně redukováného tělesa, protože formálně slouží k zadání zatížení. Tyto uzly jsou poté spojeny s objemovou sítí prutovými náhradami. Prutové náhrady jsou tvořeny prvky MPC 184, které jsou dokonale tuhé a mají nulovou hmotnost. Dále byl stanoven počet vlastních módů, které jsou exportovány.

Po exportu bylo provedeno ověření, zda frekvence exportovaných módů odpovídají výsledkům předem provedené modální analýzy. Porovnání je provedeno v Tabulka 5-9 z porovnání je patrné, že frekvence jsou téměř totožné. Rozdíl je pouze u torzních frekvencí kmitání, kde činí maximálně 0,68% u módu číslo 11.

Modálně redukované těleso hřídele je poté importováno do MBS prostředí Adams View, kde je provedena samotná analýza dynamického chování hřídele.

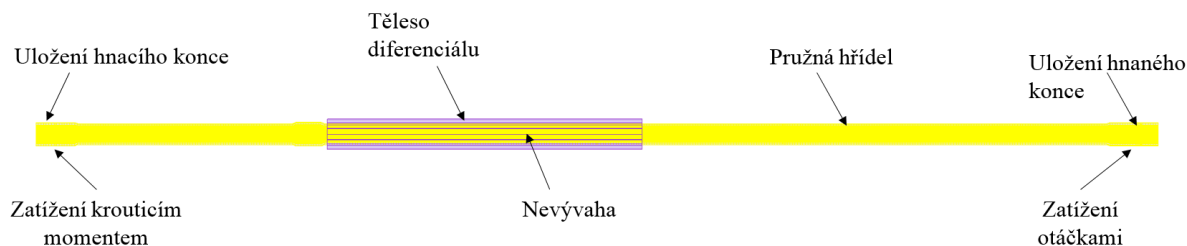


Tabulka 5-9 Porovnání modálních frekvencí

Porovnání modálních frekvencí			
Číslo vlastního módu [-]	Frekvence - ANSYS [Hz]	Frekvence - Adams [Hz]	Rozdíl [%]
1	31,6	31,6	0
2	31,6	31,6	0
3	87	87,2	0,23
4	87	87,2	0,23
5	172,1	172	0,06
6	172,1	172	0,06
7	283	283,1	0,04
8	283	283,1	0,04
9	435,2	435,8	0,14
10	435,2	435,8	0,14
11	587	591	0,68
12	603,9	604,3	0,07
13	603,9	604,3	0,07
14	811,1	811,3	0,02
15	811,1	811,3	0,02
16	1013,2	1016,8	0,35
17	1034,8	1035,3	0,05
18	1034,8	1035,3	0,05
19	1225	1232,5	0,61
20	1287,9	1288,2	0,02
21	1287,9	1288,2	0,02
22	1608,1	1609,6	0,09
23	1608,1	1609,6	0,09
24	1887	1897	0,53
25	1907,4	1908,4	0,05
26	1907,4	1908,4	0,05
27	2087	2096,4	0,45
28	2399,7	2402,8	0,13
29	2399,7	2402,8	0,13
30	2532,7	2541,1	0,33
31	3201,7	3203,9	0,07
32	3202,3	3239,8	0,09
33	3237,5	3239,8	0,07
34	3393,3	3395,7	0,07

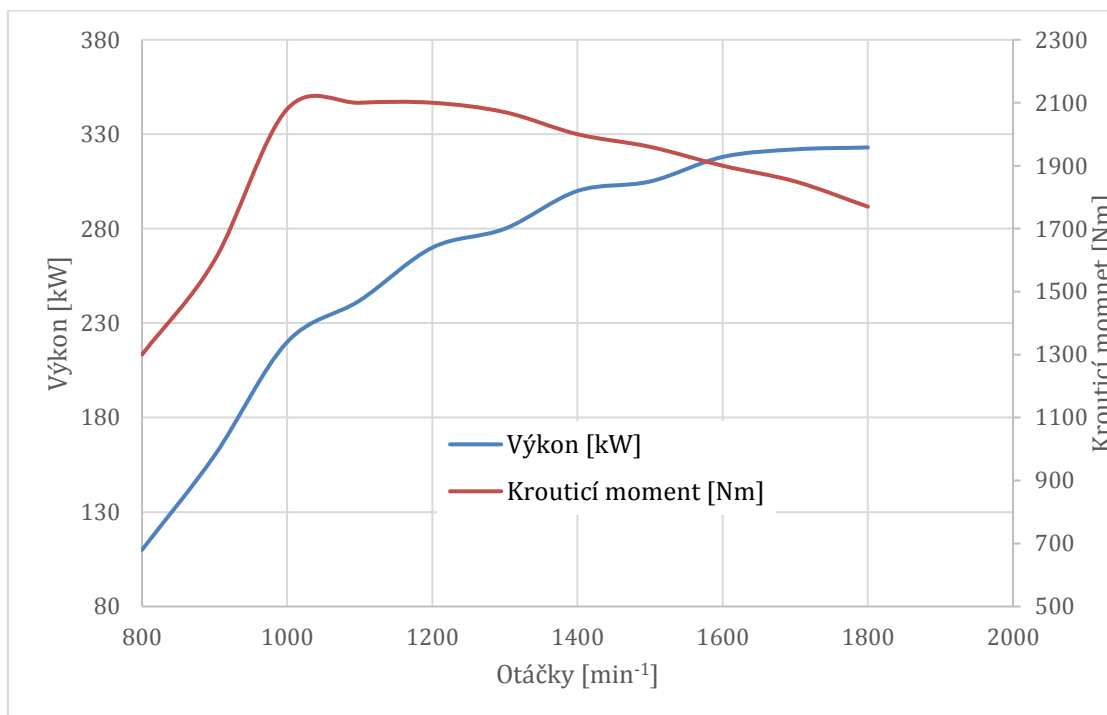
### 5.2.3 SESTAVENÍ MBS MODELU PRO ANALÝZU

Dalším krokem je samotné sestavení modelu v prostředí Adams View. Jak bylo uvedeno výše, hřídel je zde reprezentována pružným tělesem, které je importováno z programu ANSYS pomocí souboru „mnf“. Dále byly vytvořeny vazby sloužící pro uložení hřídele dle schématu uvedeného Obr. 5.18.



Obr. 5.18 Schéma výpočtového modelu

Parametry uložení hřídele jsou zadány pomocí prvku bushing, který umožňuje definování tuhosti uložení dle výše vypočtených parametrů. Na hnaný konec modálně redukovaného tělesa je aplikováno rovnoměrné zvyšování otáček v rozsahu 500 – 3000  $\text{min}^{-1}$ , který odpovídá provozním otáčkám hřídele. Krouticí moment pro analýzu je stanoven jako krouticí moment motoru dle Obr. 5.19 při aktuálně zařazeném rychlostním stupni.



Obr. 5.19 Vnější otáčková charakteristika motoru

Bylo předpokládáno rovnoměrné rozdělení krouticího momentu mezi přední a zadní nápravy. Tento předpoklad vychází z toho, že mezinápravový diferenciál je pouze mezi zadními nápravami, přední nápravy jsou připojeny vždy napřímo na výstup pomocné převodovky.

Dále bylo provedeno ověření, jaký maximální krouticí moment může hřídel přenášet. Tato hodnota byla vypočtena dle vztahu 5.24 z maximální hnací síly přední nápravy

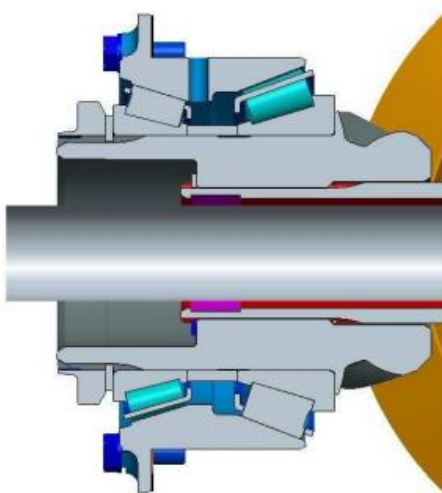
$$M_{k,max} = \frac{m_{np} g \mu_v r_d}{p_c} = 2578 \text{ Nm} \quad (5.24)$$

kde  $m_{np}$  je maximální dovolené zatížení přední nápravy,  $g$  je tíhové zrychlení,  $\mu_v$  je součinitel tření pneumatiky,  $r_d$  je dynamický poloměr kola a  $p_c$  je převodový poměr rozvodovky a kolové redukce.

Tabulka 5-10 Parametry dosazené do rovnice 5.24

Parametry pro výpočet hnací síly 1. nápravy	
Maximální zatížení nápravy $m_{np}$ [kg]	4000
Součinitel tření $\mu_v$ [-]	0,8
Dynamický poloměr kola $r_d$ [m]	0,52
Převodový poměr [-]	6,32

Vývažek simulující nevyváženost hnací hřídele byl umístěn jako bodové těleso na střední část hřídele, kde je upevněn k povrchové síti tělesa. Bodové těleso bylo zvoleno s ohledem na snadnou změnu hmotnosti vývažku.



Obr. 5.20 Detail střední části hřídele





Vzhledem k tomu, že hnací hřídel prochází diferenciálem druhé nápravy, jak je znázorněno na Obr. 5.20, je nutné řešit provozní stav, kdy dojde k vymezení vůle mezi hnací hřídelí a tělesem diferenciálu a následnému kontaktu obou těles. Kontakt je v MBS prostředí řešen jako kontakt pružného tělesa s tělesem tuhým pomocí funkce Impact, kde je kontaktní síla vypočtena dle rovnice 5.25

$$F = k(q_1 - q)^e - c_{max}\dot{q} STEP(q, q_1 - d, 1, q_1, 0) \quad (5.25)$$

kde  $k$  je koeficient tuhosti,  $q$  je vzdálenost mezi tělesy,  $c$  představuje koeficient tlumení,  $e$  je exponent tuhosti,  $q_1$  vzdálenost mezi tělesy kdy je zahájen výpočet kontaktní síly,  $\dot{q}$  je rychlost změny vzdálenosti mezi tělesy, STEP pak představuje funkci vzdálenosti a  $d$  je dráha nástupu tlumení.[30]

Dále je třeba vhodně zvolit sledované výstupní parametry výpočetního modelu. Tyto parametry byly voleny s ohledem na jejich možnou verifikaci pomocí měření na vozidle. Sledovaným parametrem tedy je průhyb hřídele v předpokládaném místě měření na vozidle.



#### 5.2.4 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA PARAMETRŮ ULOŽENÍ HŘÍDELE

Vzhledem k tomu, že dochází ke kontaktu hřídele s diferenciálem, je vhodné provést konstrukční úpravy, které tomuto jevu zabrání. Je tedy vhodné provést citlivostní analýzu, díky které je možné stanovit, které parametry mají na krouživé kmitání hřídele největší vliv. Pro citlivostní analýzu byly zvoleny následující parametry:

- Velikost nevyváženosti hřídele
- Vyosení uložení hřídele
- Tuhost uložení hřídele

První parametr charakterizuje vlastnosti samotné hřídele, druhá dvojice parametrů pak vlastnosti uložení hřídele. První dva parametry závisí zejména na výrobních tolerancích součástí, takže cílem analýzy je zjistit zda je možné pomocí změny výrobních tolerancí dosáhnout zlepšení parametrů.

Velikost nevyváženosti hřídele byla volena ve čtyřech krocích od nulové hodnoty pro ideální hřídel až po hodnotu 0,78kg která odpovídá 2% hmotnosti hřídele.

Velikost vyosení uložení hřídele byla volena v rozsahu 0-1mm ve třech krocích. Velikost kroku byla volena nerovnoměrně, jak je uvedeno v Tabulka 5-11.

Tabulka 5-11 Varianty pro citlivostní analýzu

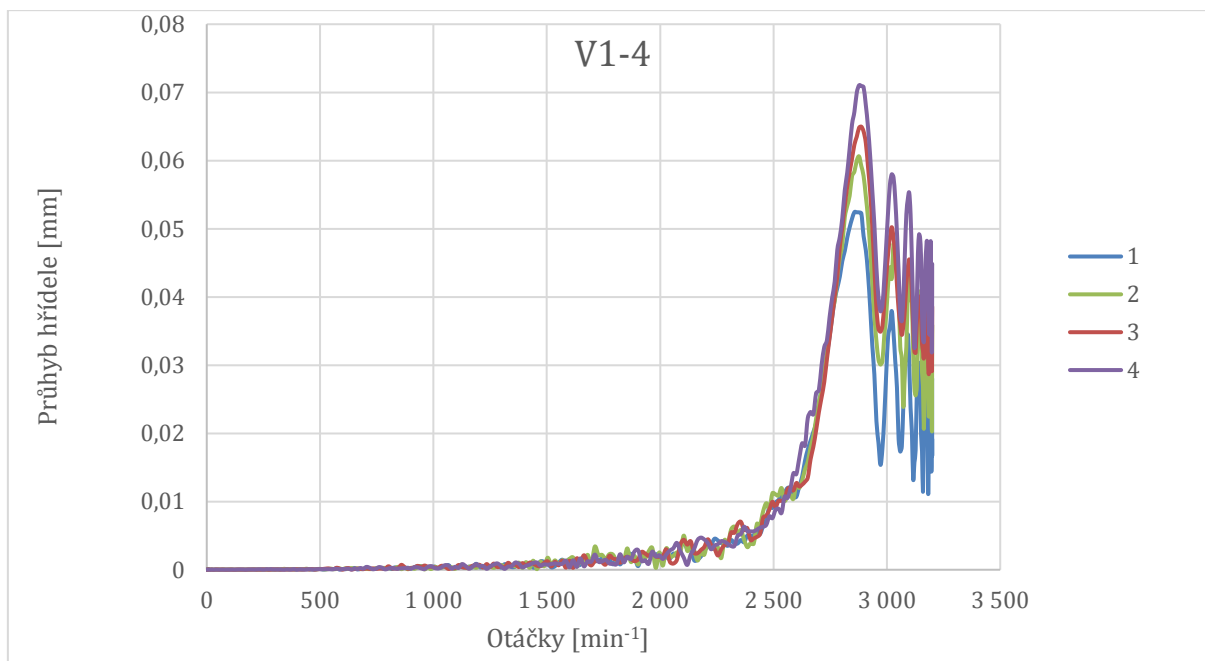
Citlivostní analýza hřídele			
Číslo varianty [-]	Vyosení uložení [mm]	Velikost nevyváhy [Kg]	Tuhost uložení [%]
1	0	0	100
2	0	0	200
3	0	0	300
4	0	0	400
5	0	0,1	100
6	0	0,1	200
7	0	0,1	300
8	0	0,1	400
9	0	0,4	100
10	0	0,4	200
11	0	0,4	300
12	0	0,4	400
13	0	0,78	100
14	0	0,78	200
15	0	0,78	300
16	0	0,78	400
17	0,1	0	100
18	0,1	0	200
19	0,1	0	300
20	0,1	0	400



21	0,1	0,1	100
22	0,1	0,1	200
23	0,1	0,1	300
24	0,1	0,1	400
25	0,1	0,4	100
26	0,1	0,4	200
27	0,1	0,4	300
28	0,1	0,4	400
29	0,1	0,78	100
30	0,1	0,78	200
31	0,1	0,78	300
32	0,1	0,78	400
33	0,5	0	100
34	0,5	0	200
35	0,5	0	300
36	0,5	0	400
37	0,5	0,1	100
38	0,5	0,1	200
39	0,5	0,1	300
40	0,5	0,1	400
41	0,5	0,4	100
42	0,5	0,4	200
43	0,5	0,4	300
44	0,5	0,4	400
45	0,5	0,78	100
46	0,5	0,78	200
47	0,5	0,78	300
48	0,5	0,78	400
49	1	0	100
50	1	0	200
51	1	0	300
52	1	0	400
53	1	0,1	100
54	1	0,1	200
55	1	0,1	300
56	1	0,1	400
57	1	0,4	100
58	1	0,4	200
59	1	0,4	300
60	1	0,4	400
61	1	0,78	100
62	1	0,78	200
63	1	0,78	300
64	1	0,78	400

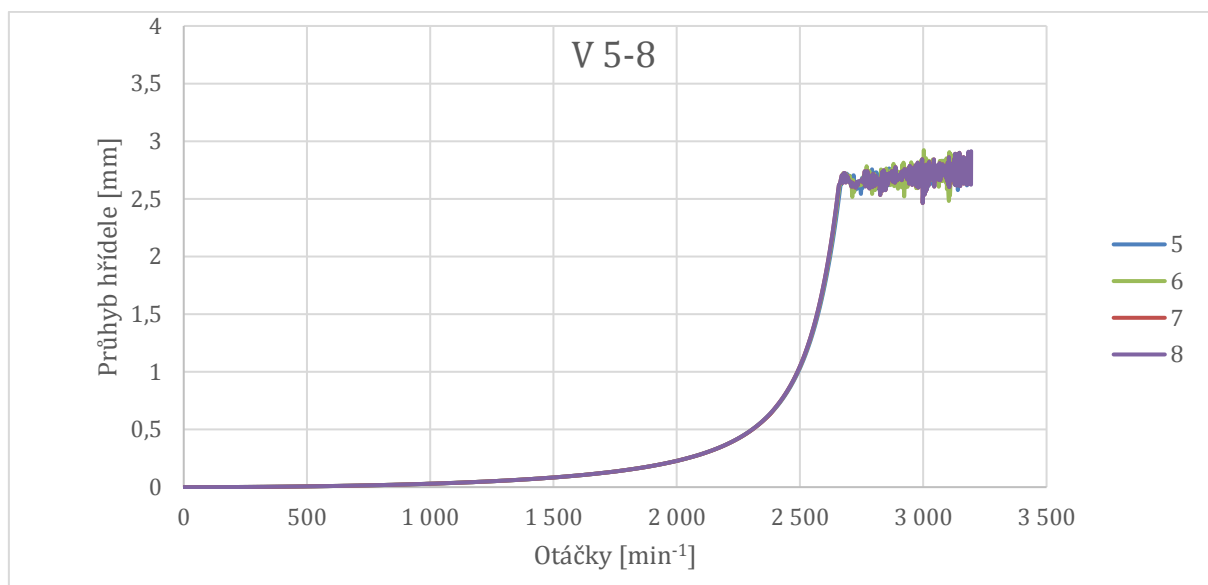
Tuhost uložení byla volena od výchozí výpočtem stanovené tuhosti označené v Tabulka 5-11 jako 100% a zvyšována až na čtyřnásobek výchozí hodnoty označený jako 400%.

Varianty 1-4 představují ideální hřídel v ideálním uložení, kterého v reálné praxi není možné dosáhnout. Nicméně z výsledků Obr. 5.21 Průhyb hřídele pro varianty 1-4 je patrné, že v provozním rozsahu se nachází rezonanční frekvence hřídele, která náleží otáčkám  $2890 \text{ min}^{-1}$ , amplituda je vzhledem k buzení velmi nízká a odpovídá hodnotě  $0,07 \text{ mm}$ . Tento stav je považován za ideální a nedochází při něm k vymezení vůle mezi hřídelí a diferenciálem druhé nápravy vozidla.



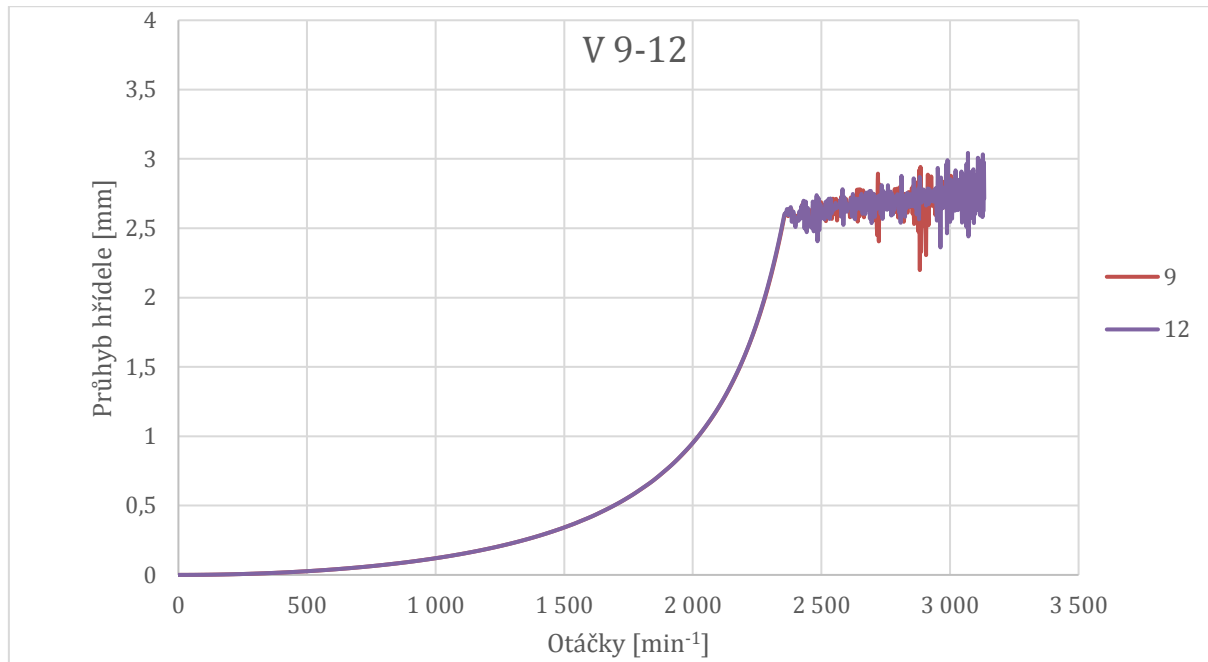
Obr. 5.21 Průhyb hřídele pro varianty 1-4

Varianty 5-8 byly analyzovány s hřídelem s velikostí nevývahy  $0,1 \text{ kg}$ , přičemž uložení hřídele je stále považováno za ideálně souosé. V jednotlivých variantách je měněna tuhost uložení viz Tabulka 5-11. Z výsledků Obr. 5.22 je patrné, že po přidání vývažku do modelu dojde k zásadnímu nárůstu amplitudy kmitání hřídele až do okamžiku, kdy při otáčkách  $2700 \text{ min}^{-1}$  dojde k vymezení vůle mezi hřídelí a diferenciálem druhé nápravy. Porovnáním jednotlivých variant tuhostí uložení je možné dojít k závěru, že pro daný vývažek nemá zvyšování tuhosti uložení význam, neboť otáčky, při nichž dochází ke kontaktu hřídele s dalšími součástmi hnacího ústrojí, jsou prakticky stejné.



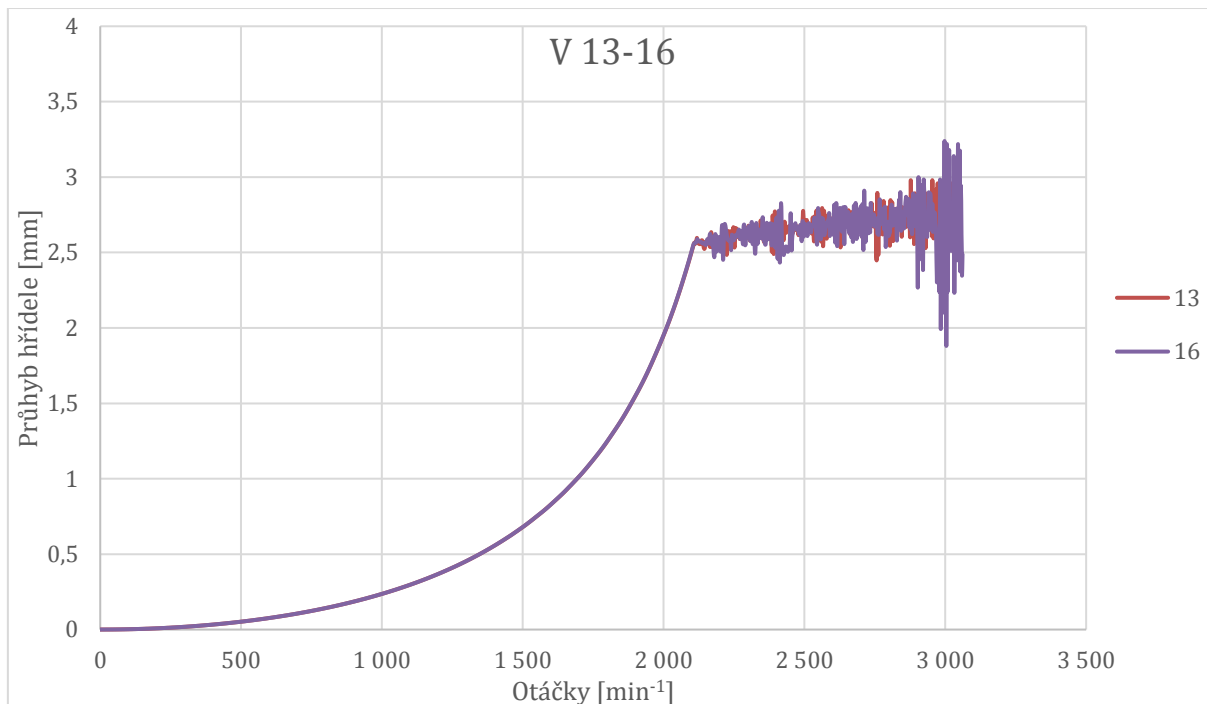
Obr. 5.22 Průhyb hřídele pro varianty 5-8

Na základě výsledků variant 1-8 byl dále prováděn výpočet dalších variant pouze pro 100% tuhost uložení a pro tuhost uložení 400%. Ve variantách 9 a 12 je opět patrné, že tuhost uložení nemá na průhyb hřídele velký vliv, neboť zvýšení hmotnosti vývažku na 0,4kg vedlo pro obě varianty ke snížení otáček kontaktu součástí na 2370 min<sup>-1</sup>, jak je patrné z Obr. 5.23.



Obr. 5.23 Průhyb hřídele pro varianty 9 a 12

Varianty 13 a 16 jsou řešeny s hmotností vývažku 0,78kg což odpovídá 2% hmotnosti hřídele. Opětovné zvýšení hmotnosti vývažku vede ke změně otáček, kdy dojde ke kontaktu součástí na 2130 min<sup>-1</sup>, vliv tuhosti uložení je i pro tento případ zanedbatelný, jak je patrné z Obr. 5.24.

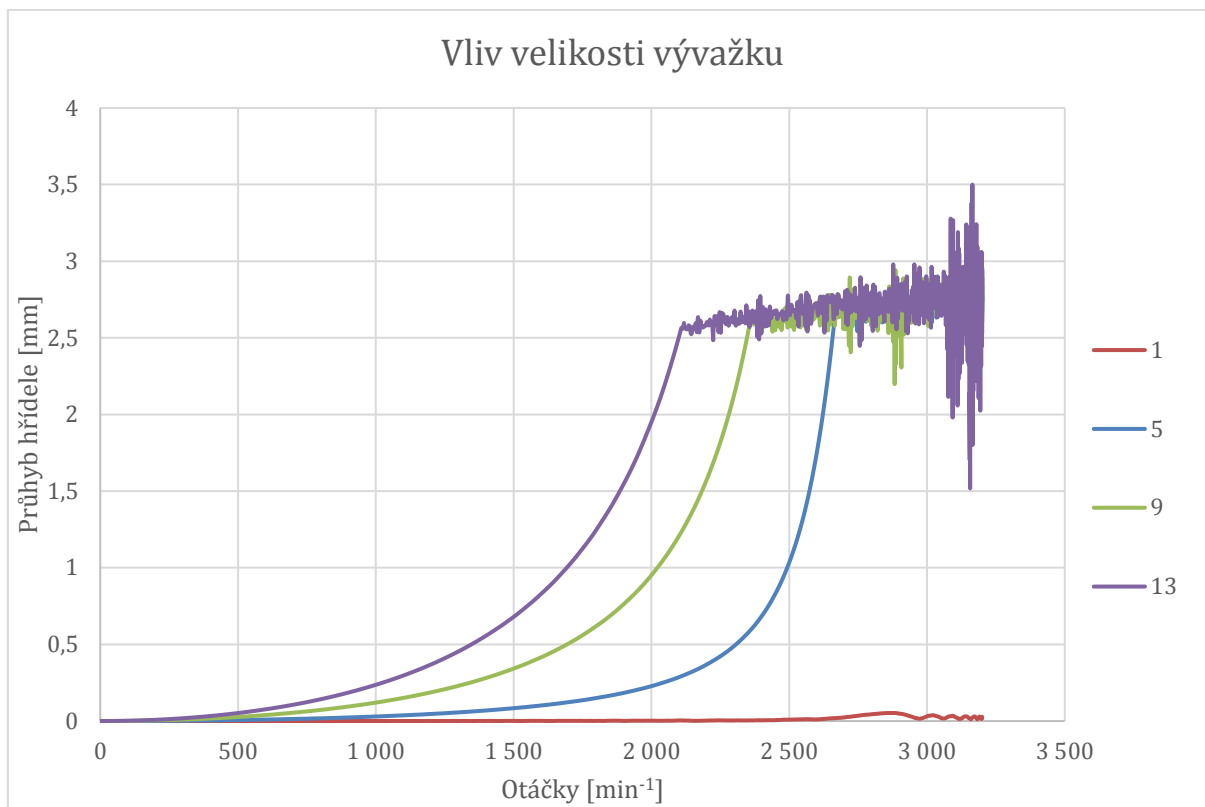


Obr. 5.24 Průhyb hřídele pro varianty 13 a 16

Na Obr. 5.25 jsou porovnány varianty 1, 5, 9 a 13, které odpovídají všem uvažovaným hmotnostem vývažku za použití tuhosti uložení 100%. Z grafu je zřejmé, že s rostoucí velikostí vývažku a tím se zvyšujícím buzením, dochází ke snižování otáček, kdy dojde ke kontaktu hřídele s ostatními součástmi hnacího ústrojí. Zároveň je nutno podotknout, že závislost snižování otáček kontaktu a nárůstu vývažku není rovnoměrná, jak je patrné z Tabulka 5-12. Pokud je hřídel dokonale vyvážen a zároveň je za ideální považováno i jeho uložení, pak nedojde v provozním rozsahu ke kontaktu hřídele s diferenciálem. Z tohoto důvodu, bylo jako 100% pro otáčky kontaktu zvoleno 2700 min<sup>-1</sup>, pro variantu vývažku 0,1kg, kdy tato velikost představuje 100% hmotnosti vývažku. Jak je zřejmé z Tabulka 5-12, tak změna velikosti vývažku na 400 % vede k poklesu otáček kontaktu o 12,3 % stejně tak změna vývažku na 780% znamená pokles otáček o 21,1%.

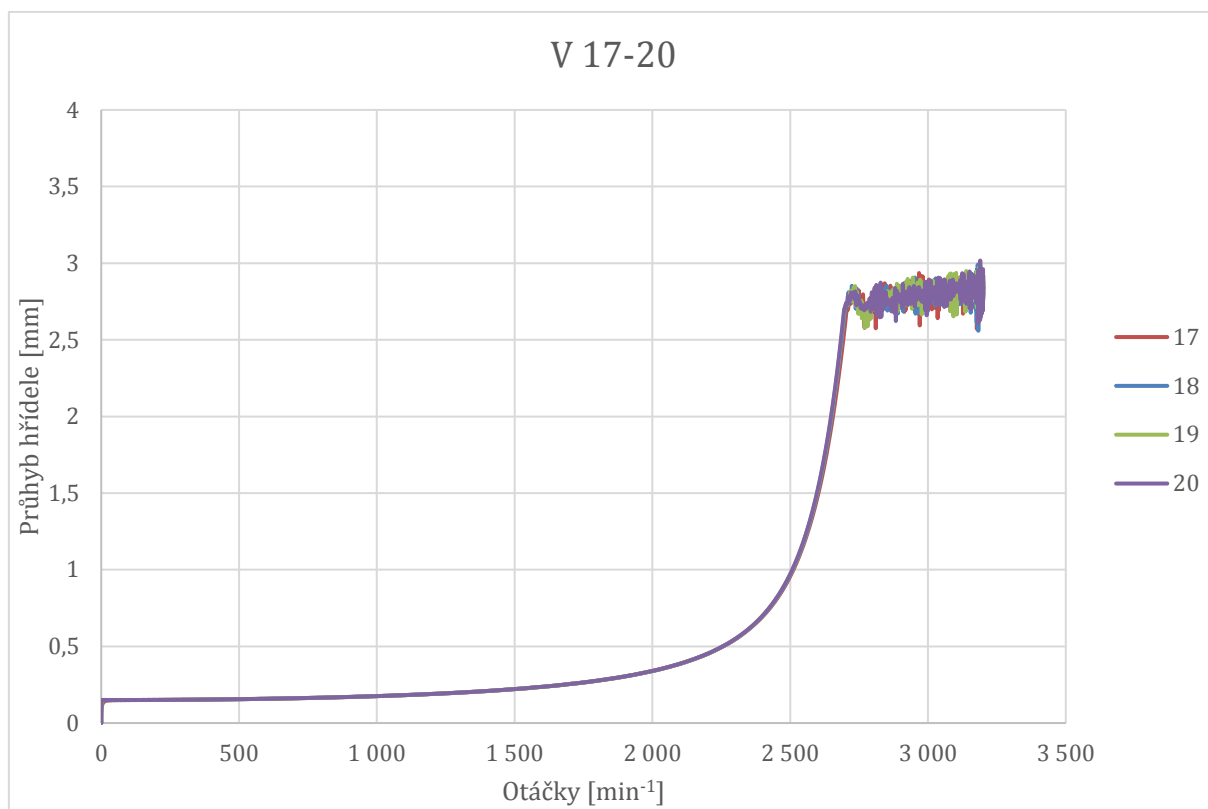
Tabulka 5-12 Vliv velikosti vývažku na otáčky kontaktu součástí

Vliv velikosti vývažku na otáčky kontaktu			
Hmotnost vývažku [kg]	Otáčky kontaktu [min <sup>-1</sup> ]	Hmotnost vývažku [%]	Otáčky kontaktu [%]
0	-	-	-
0,1	2700	100	100
0,4	2370	400	87,7
0,78	2130	780	78,9

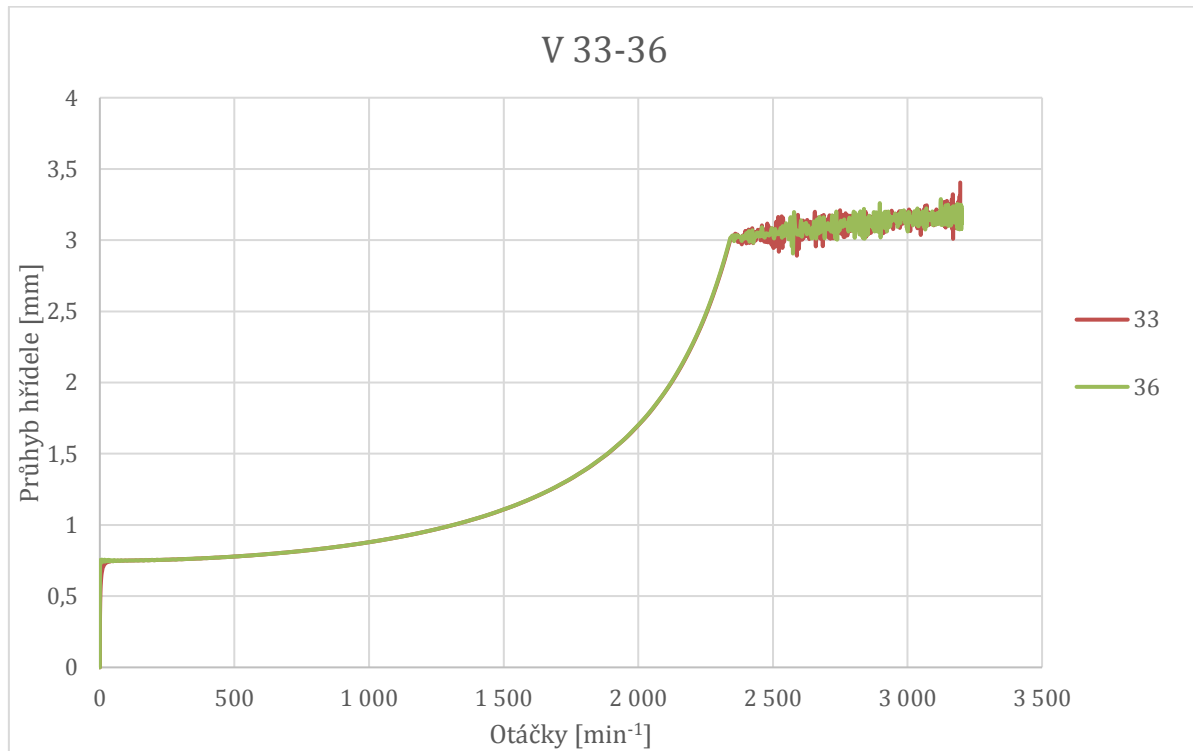


*Obr. 5.25 Vliv velikosti vývažku na průhyb hřídele*

Dalším zkoumaným parametrem byl vliv vyosení uložení hřídele při ideálně vyvážené hnací hřídeli. Varianty 17-20 jsou definovány s vyosením hřídele 0,1 mm s měnící se tuhostí uložení hřídele. Jak je patrné z Obr. 5.26, tak ani při vyosení hřídele nemá změna tuhosti uložení podstatný vliv na průhyb hřídele. Pro všechny uvažované tuhosti uložení je průběh výchylky sledovaného bodu hřídele prakticky shodný. Ke kontaktu hřídele s diferenciálem druhé nápravy dochází v otáčkách 2700 min<sup>-1</sup>.



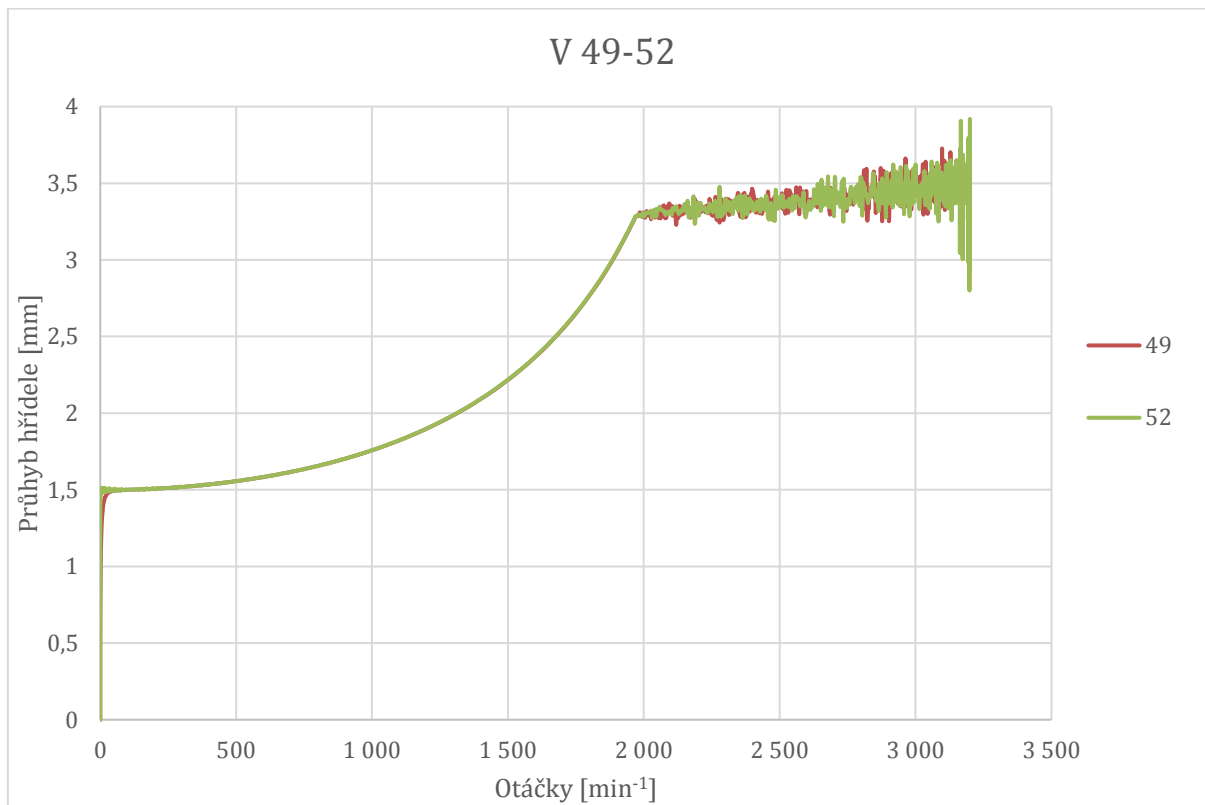
Obr. 5.26 Průhyb hřídele pro varianty 17-20



Obr. 5.27 Průhyb hřídele pro varianty 33 a 36



Varianty 33 a 36 jsou řešeny pro vyosení uložení hřídele o 0,5 mm a nulové hmotnosti vývažku. Z Obr. 5.27 je patrné, že změna vyosení vede ke změně sledovaného průhybu hřídele, kdy prakticky okamžitě dochází k nárůstu výchylky na hodnotu 0,8 mm a zároveň ke snížení otáček kontaktu hřídele na 2380 min<sup>-1</sup>.



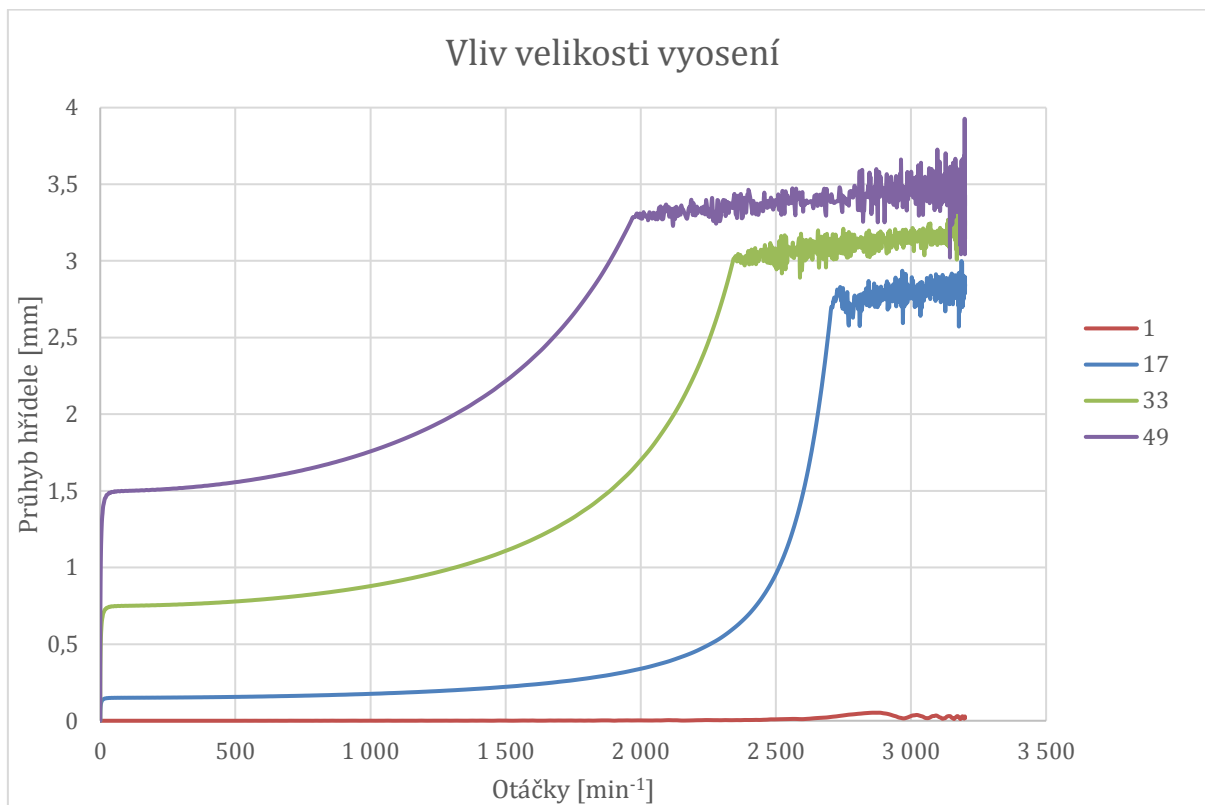
Obr. 5.28 Průhyb hřídele pro varianty 49 a 52

Varianty 49 a 54 předpokládají vyosení hřídele 1mm a dokonale vyvážený hřídel. Z Obr. 5.28 je zřejmé, že ani v tomto případě nemá tuhost uložení vliv na průběh průhybu hřídele. Vlivem zvýšení vyosení dochází k poklesu otáček kontaktu na 1980 min<sup>-1</sup>.

Tabulka 5-13 Vliv velikosti vyosení na otáčky kontaktu

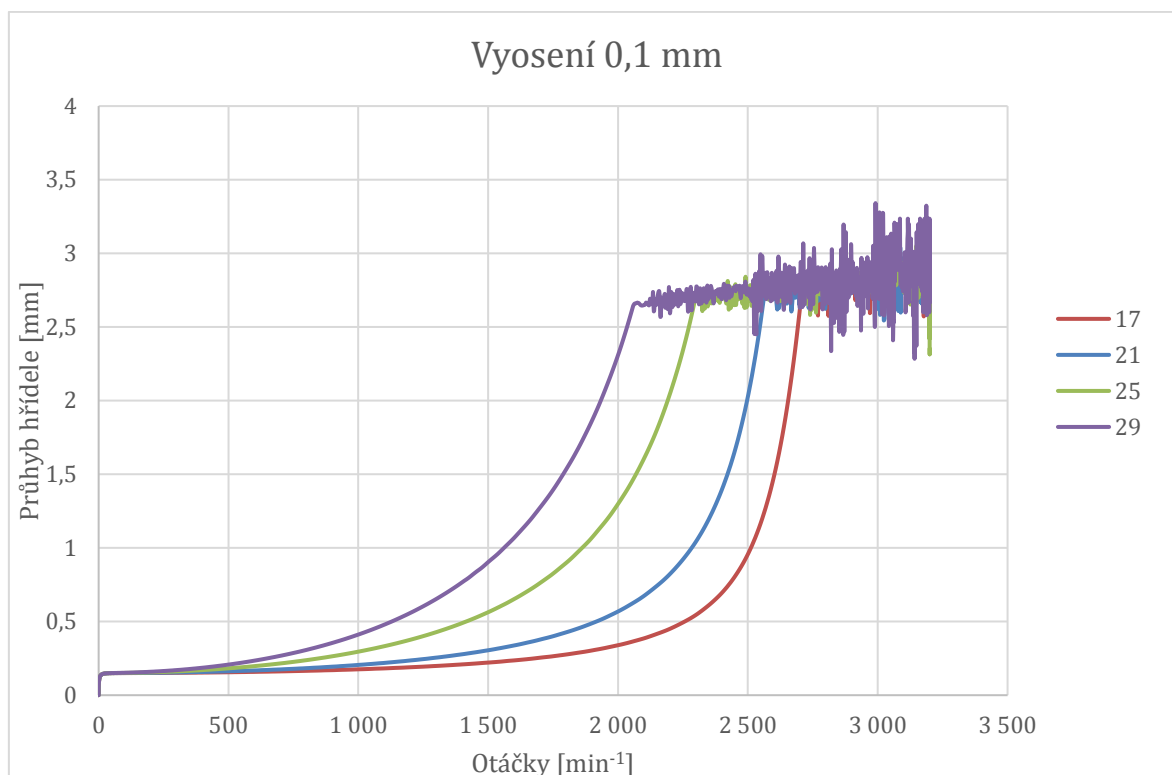
Vliv velikosti vyosení na otáčky kontaktu			
Vyosení [mm]	Otáčky kontaktu [min <sup>-1</sup> ]	Vyosení [%]	Otáčky kontaktu [%]
0	-	-	-
0,1	2700	100	100
0,5	2380	500	88,1
1	1980	1000	73,3

Na Obr. 5.29 jsou porovnány varianty 1, 17, 33 a 49, kde je znázorněn vliv vyosení pro dokonale vyvážený hřídel. Jak je patrné z Tabulka 5-13, není změna vyosení přímo úměrná snížení kritických otáček. Podobně jako u velikosti vývažku byla jako 100% zvoleno vyosení 0,1mm a jemu odpovídající otáčky 2700 min<sup>-1</sup>. Nárůst vyosení o 500% znamená snížení otáček kontaktu o 11,9% a podobně zvýšení vyosení na desetinásobek původní hodnoty vede ke snížení otáček, kdy dojde ke kontaktu o 26,7%.

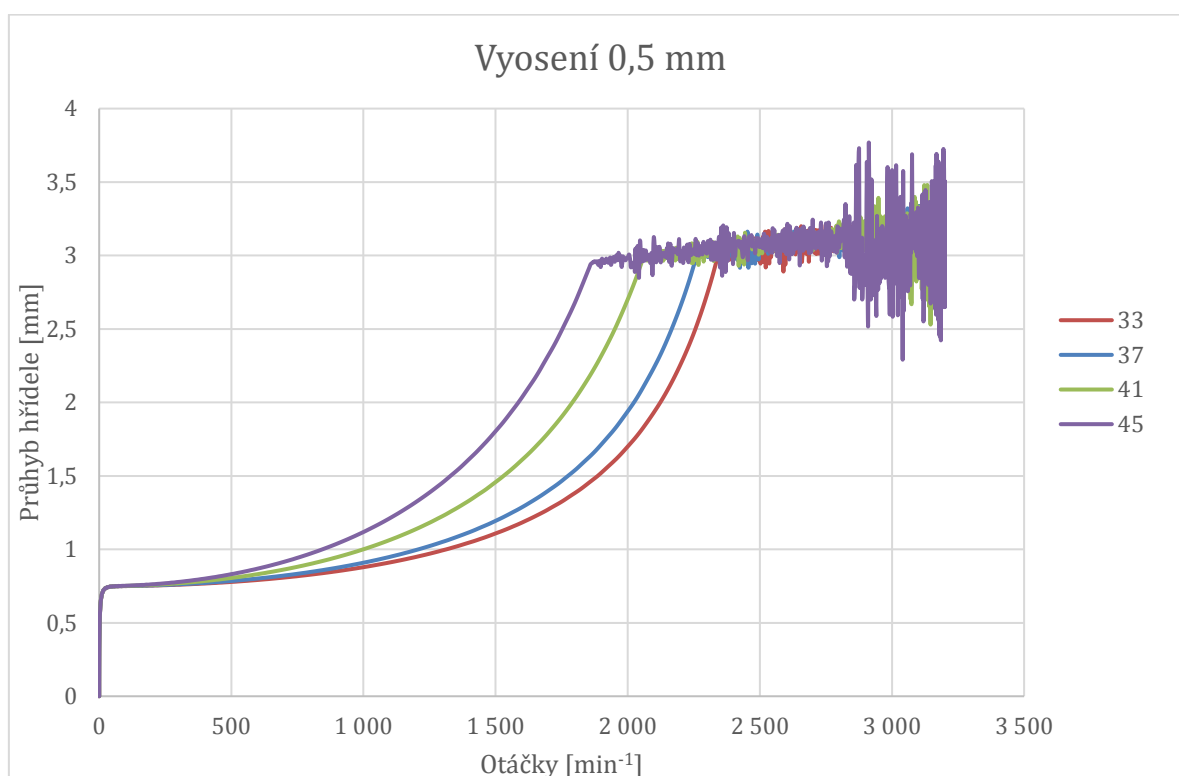


Obr. 5.29 Vliv velikosti vyosení na průhyb hřídele

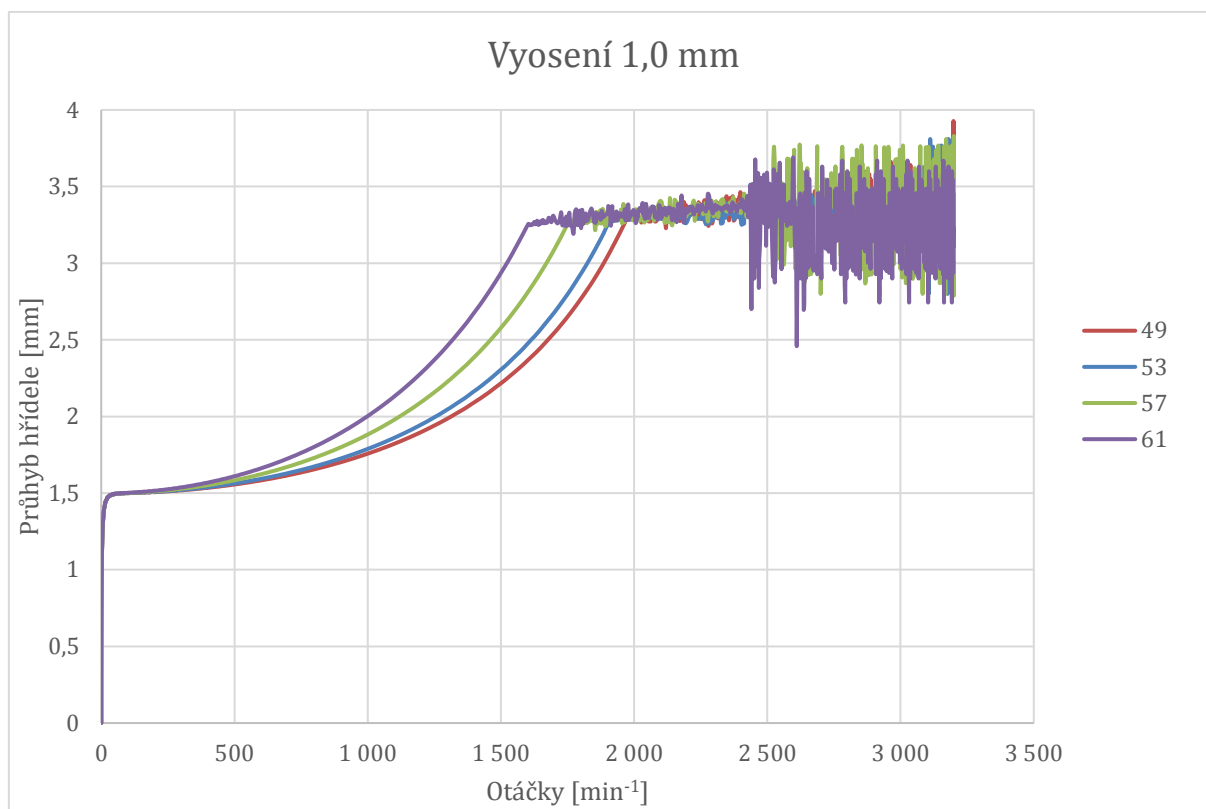
Dále byla řešena kombinace velikosti vývažku a vyosení, jak je patrné z Obr. 5.30, Obr. 5.31 a Obr. 5.32 kde je zobrazen vliv zvýšení hmotnosti vývažku pro jednotlivá vyosení. Dle očekávání s nárůstem hmotnosti vývažku dochází ke snižování otáček, kdy dojde ke kontaktu součástí.



Obr. 5.30 Průhyb hřídele pro vyosení 0,1 mm při změně hmotnosti vývažku



Obr. 5.31 Průhyb hřídele pro vyosení 0,5 mm při změně hmotnosti vývažku



Obr. 5.32 Průhyb hřídele pro vyosení 1,0 mm při změně hmotnosti vývažku

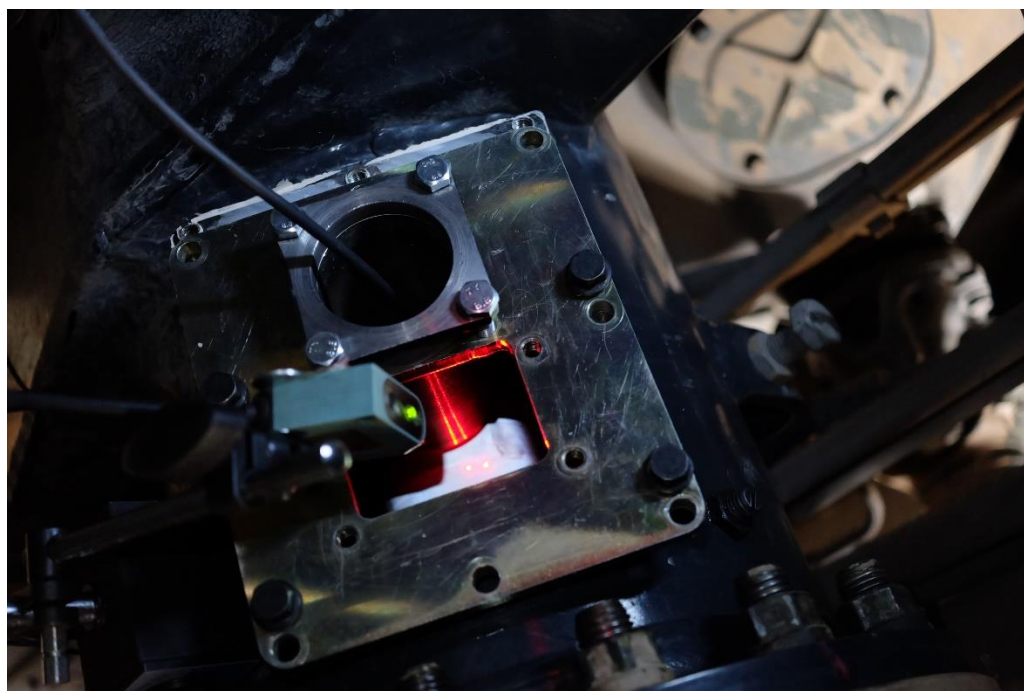
## 6 MĚŘENÍ NA VOZIDLE

Měření na vozidle je možné rozdělit do dvou částí. První část je zaměřena na verifikaci výpočetního modelu na vozidle 8x8, kde je sledovanou veličinou průhyb rotujícího hnacího hřídele první nápravy.

Druhá část je zaměřena na měření hluku průjezdu vozidla 6x6 dle metodiky předepsané legislativou, dále je pak provedeno měření za účelem lokalizace dominantního zdroje hluku vozidla.

### 6.1 MĚŘENÍ NA VOZIDLE 8x8

Vzhledem k tomu, že sledovaná hřídel pohonu přední nápravy je umístěna v centrální nosné rouři, bylo nutné provést úpravy na vozidle, které umožňují samotné měření. Pro účely měření bylo nutné použít upravený segment nosné rouře, který umožňuje přístup k hnací hřídeli. Úprava spočívala ve změně těsnění hřídele, aby se zabránilo průsaku oleje do měřeného místa a vytvoření prostupu, do kterého je možné umístit snímač pro měření průhybu. Místo pro měření bylo voleno tak, aby v daném místě byl průhyb hřídele pokud možno co největší a nenacházelo se v uzlu kmitání, kde by měření bylo značně zkreslené.



*Obr. 6.1 Prostup pro umístění snímačů*

### 6.1.1 MĚŘICÍ ŘETĚZEC

Měřicí ústředna byla použita IMC CRFX 400, jedná se o modulární systém, který je možno rozšiřovat měřicími kartami dle konfigurace experimentu. V tomto případě bylo pro měření průhybu hřídele použito měřící karty CRFX/ISO2-8 s analogovými vstupy.



*Obr. 6.2 Měřicí ústředna IMC*

Pro měření amplitudy krouživého kmitání hřídele byl použit bezkontaktní indukční snímač Balluff BAW M30ME-UAC10B-S04G. Volba bezkontaktního snímání byla volena s ohledem na vysoké otáčky hřídele. Snímač umožňuje měření vzdálenosti v rozsahu 10 mm. Snímání otáček hřídele bylo řešeno pomocí optické závory Siemens, snímající reflexní značku umístěnou na hřídeli jednou za otáčku.

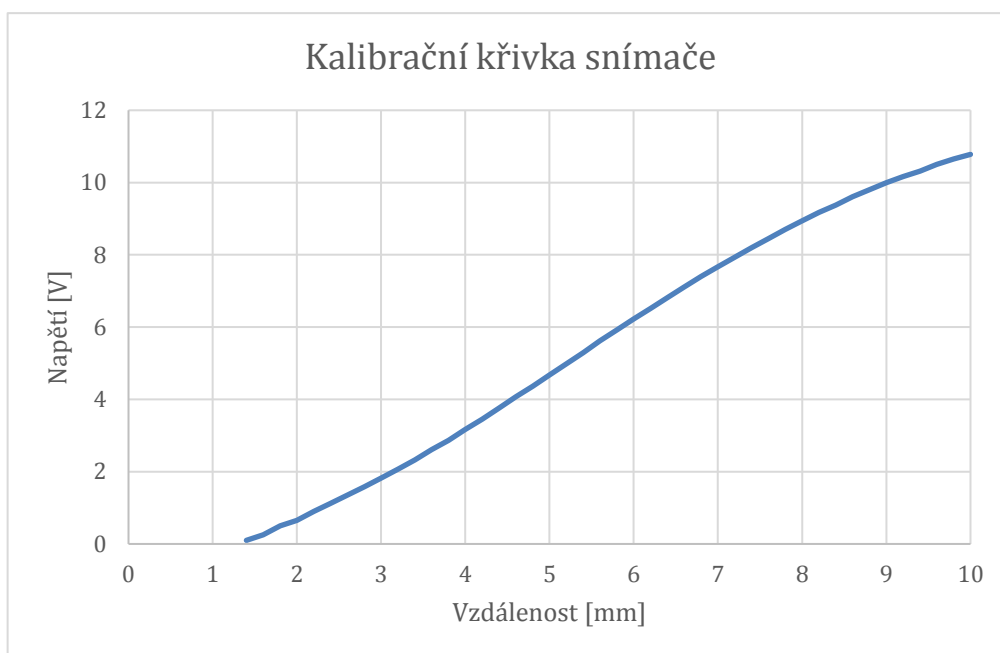
### KALIBRACE SNÍMAČE VZDÁLENOSTI

Použitý indukční snímač je primárně určen pro měření vzdálenosti objektů, které zároveň se změnou vzdálenosti nerotují. Pro použití pro měření průhybu hřídele bylo nutné ověřit chování snímače, pokud měřený objekt při změně vzdálenosti od snímače zároveň koná rotační pohyb.

Kalibrace byla provedena pomocí soustruhu a kalibračního členu o známé excentricitě, jak je znázorněno na Obr. 6.3 kdy bylo sledováno, zda snímač správně měří excentricitu v různých vzdálenostech od kalibračního členu. Zároveň byla stanovena kalibrační křivka snímače, z Obr. 6.4 je zřejmé, že měřicí rozsah snímače je 1,4 – 10 mm. Což se pro potřeby měření a očekávaný průhyb hřídele jeví jako dostatečné.



Obr. 6.3 Kalibrace snímače



Obr. 6.4 Kalibrační křivka snímače



### 6.1.2 MĚŘENÍ NA VOZIDLE

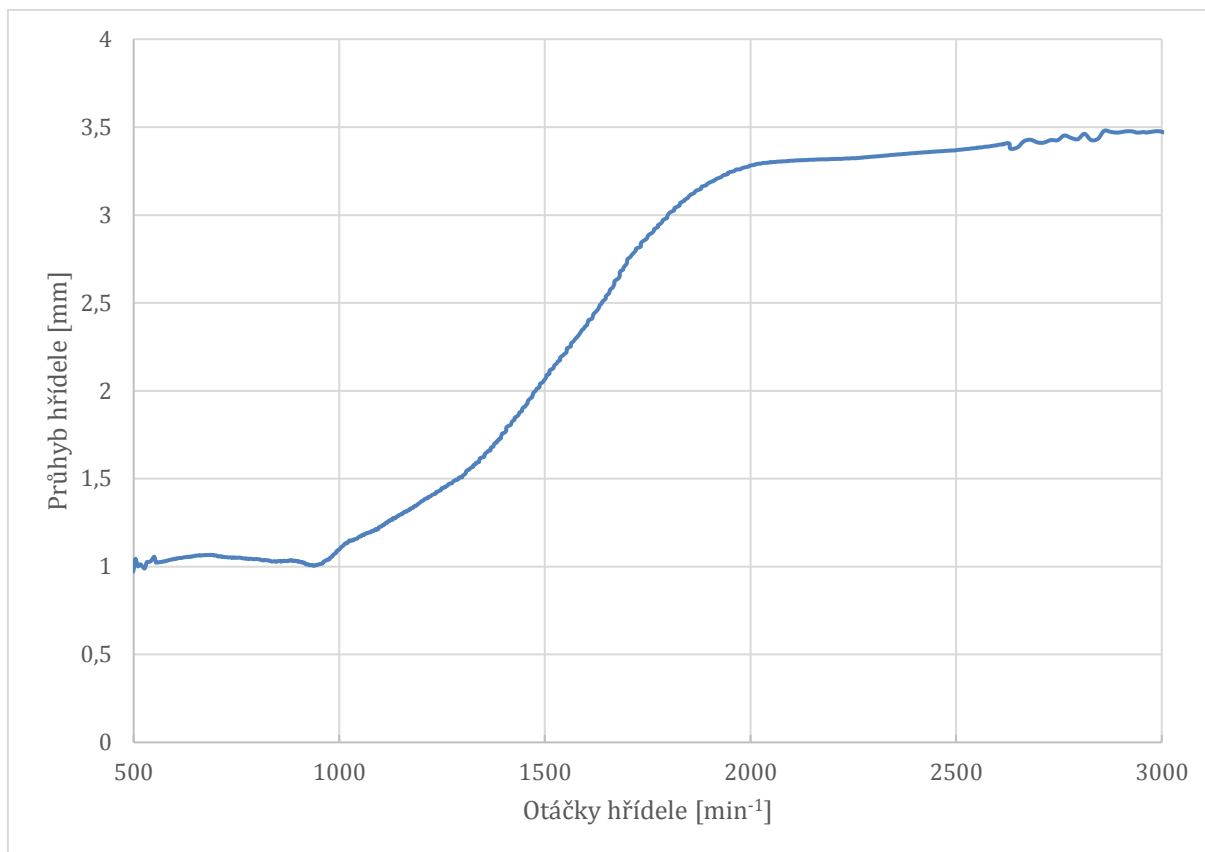
Měření bylo provedeno ve dvou fázích. První fáze byla statická na stojícím vozidle, aby bylo možné dosáhnout roztáčení hnací hřídele, byla vyjmuta korunová kola z planetových kolových reduktorů. Ve statické fázi byl zařazen pohon předních náprav a uzavřeny všechny diferenciály, aby nedocházelo k různým rychlostem otáčení součástí hnacího ústrojí vlivem pasivních odporů. Pro měření ohybového kmitání hnací hřídele byl volen nejvyšší převodový stupeň, kdy po deaktivaci omezovače rychlosti mohou otáčky hnací hřídele dosáhnout hodnoty  $3200 \text{ min}^{-1}$ . Otáčky motoru jsou plynule zvyšovány od volnoběžných až po otáčky maximální. Druhá fáze měření bylo zrychlení vozidla na maximální rychlost s pohonem pouze zadní nápravy a následně s pohonem všech kol.



*Obr. 6.5 Měřené vozidlo 8x8*

Po zahájení měření bylo zjištěno, že sledovaný hnací hřídel je i v minimálních otáčkách prohnutý o  $0,95 \text{ mm}$ , což značí, že s nejvyšší pravděpodobností bude prohnutý i v klidovém stavu. Průběh průhybu hřídele v závislosti na otáčkách je znázorněn na Obr. 6.6, měřený rozsah je z technických důvodů  $500 - 3000 \text{ min}^{-1}$ . Spodní rozsah měřené oblasti je omezen otáčkami hřídele při volnoběžných otáčkách motoru, horní hranice byla limitována silnými vibracemi v hnacím ústrojí vozidla, které by mohly vést k destrukci jednotlivých částí.





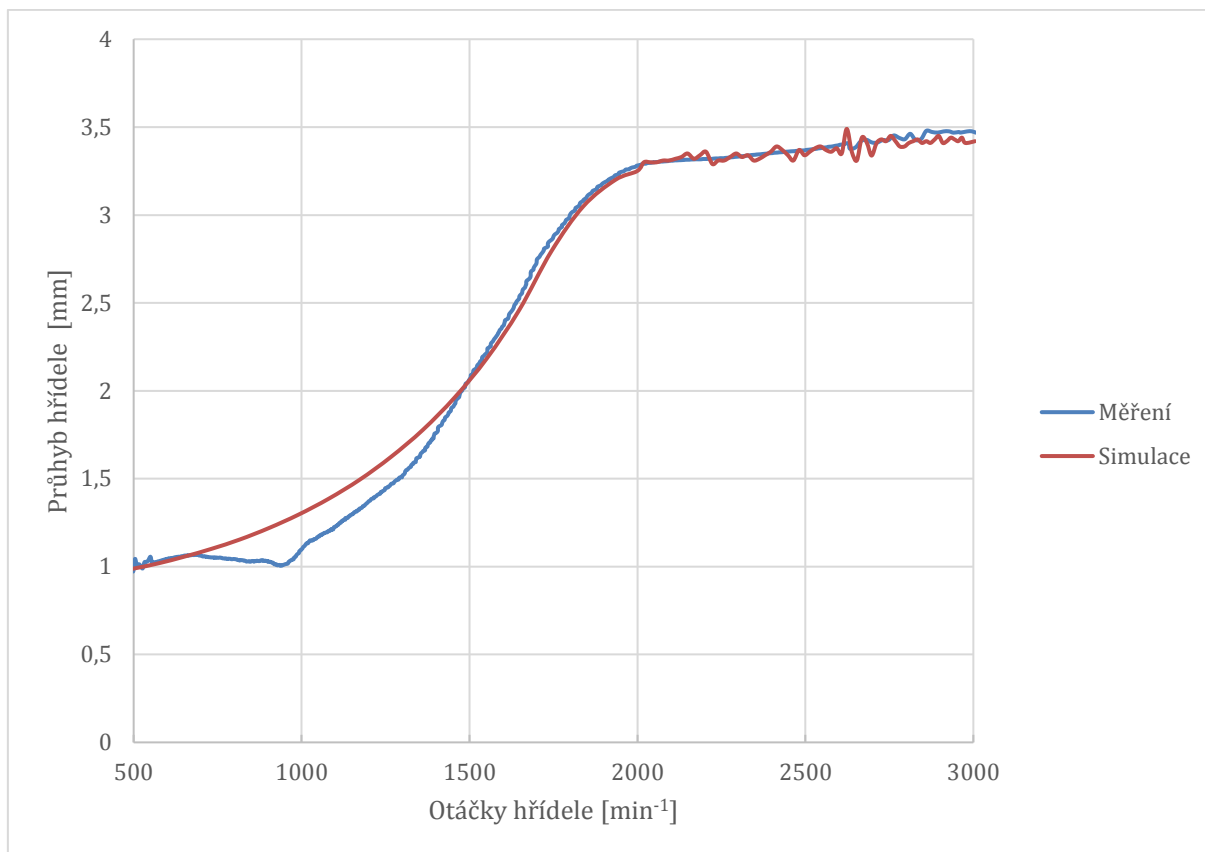
Obr. 6.6 Průběh průhybu hřídele v závislosti na otáčkách

### 6.1.3 POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU S MĚŘENÍM

Z Obr. 6.6 je patrné, že dochází ke kontaktu hřídele s ostatními částmi hnacího traktu, jak tomu naznačovala výpočetní analýza. Nejblíže hnací hřídeli se nachází klec diferenciálu druhé nápravy, kde vůle mezi hřídelí a klecí je 3,4mm, za předpokladu rovné hřídele.

Jak již bylo popsáno v předchozí kapitole, hnací hřídel je prohnutá v klidovém stavu o 0,95mm, což nebylo ve výpočetním modelu uvažováno. Výpočetní model předpokládá rovný hřídel a uvažuje nevývahu hřídele, vyosení uložení hřídele a jeho tuhost. Pro porovnání výpočetního modelu s měřením bylo nutné přistoupit k jeho úpravě. Přiblížení měřeného stavu bylo dosaženo pomocí úpravy geometrie hřídele. Hřídel má za drážkováním tvar kruhového oblouku tak, aby v měřeném místě byla výchylka vůči střednici ideální hřídele 0,95mm.

Na Obr. 6.7 je znázorněno porovnání výpočetního modelu s upravenou geometrií a průhybu hřídele měřené na vozidle. Výpočetní model vykazuje největší odchylku od naměřených hodnot v oblasti do 1400 min<sup>-1</sup>, dále až do kontaktu součástí hnacího ústrojí vykazuje velmi dobrou shodu. Odchylku je možné vysvětlit tak, že dochází k vymezení vůle v drážkování, ve kterém je hřídel uložena. Vymezení vůle není ve výpočetním modelu zohledněno. Po vymezení vůle v uložení výpočetní model velmi dobře predikuje chování hřídele, je tedy možné ho využít pro predikci průhybu.



Obr. 6.7 Porovnání výsledků simulace s měřením

## 6.2 MĚŘENÍ NA VOZIDLE 6X6

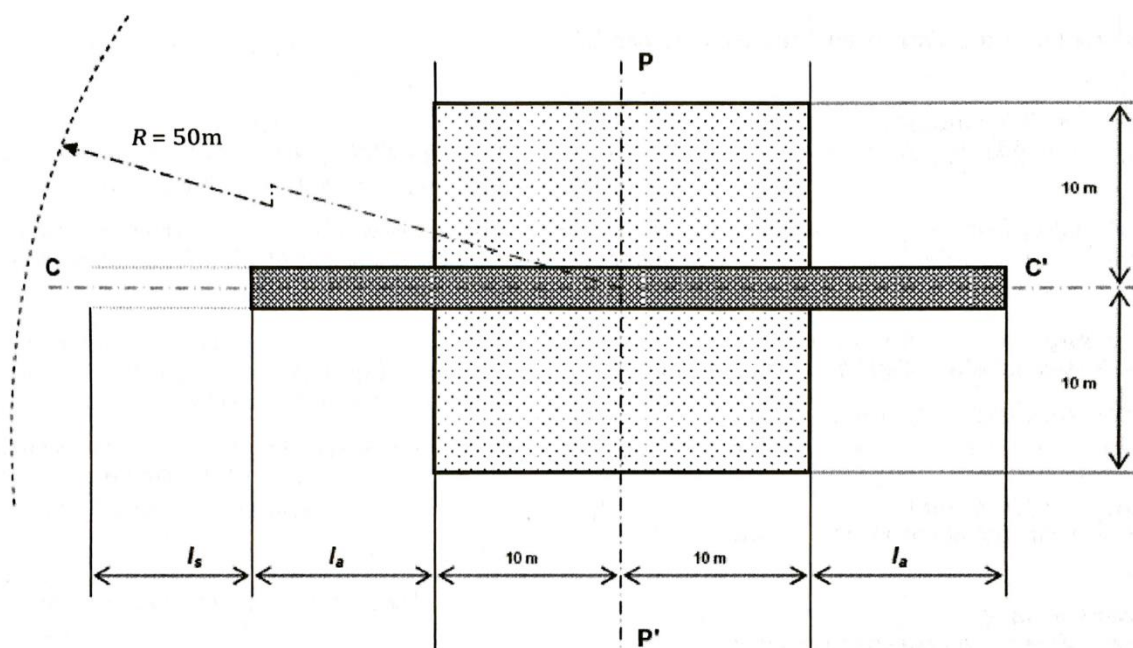
Měření na vozidle 6x6 probíhalo za účelem stanovení hluku průjezdu vozidla z hlediska homologačních zkoušek, které musí vozidlo splnit. Součástí měření bylo porovnání legislativního nařízení ECE 505 Příloha 50 Rev.2 a nařízení ECE 505 Příloha 50 Rev.3, které vstoupilo v platnost v polovině roku 2016. Přestože se obě nařízení týkají měření vnějšího hluku vozidla, liší se metodikou měření. Dále bylo provedeno měření za účelem lokalizace dílčích zdrojů hluku vozidla.

### 6.2.1 MĚŘENÍ VNĚJŠÍHO HLUKU VOZIDLA

Vzhledem k tomu, že jde o měření používané pro homologaci vozidla, je jeho provedení přesně definováno legislativou.

#### POŽADAVKY NA ZKUŠEBNÍ DRÁHU

Parametry zkušební dráhy jsou dány normou ČSN ISO 10844, která definuje nejen geometrické uspořádání zkušební dráhy, její vlastnosti, ale i doporučený technologický postup při její stavbě. Základní uspořádání zkušební dráhy je znázorněno na Obr. 6.8, kde se dráha skládá z měřené oblasti v okolí 10m od osy mikrofónů PP', prodloužení jízdního pruhu mimo oblast šíření  $l_a$  a konstrukce rozjezdové sekce  $l_s$ . Minimální délka prodloužení jízdního pruhu  $l_a$ , je pro zkoušení nákladních vozidel 10m. Minimální šířka jízdního pruhu je 3m a jízdní pruh musí být souměrný podle osy CC'.



Obr. 6.8 Schéma zkušební dráhy

Kolem zkušebního jízdního pruhu musí být volný prostor minimálně 50m, aby nemohlo docházet k odrazům zvuku a bylo dosaženo podmínek volného akustického pole. Jízdní pruh musí rovněž splňovat požadavky na rovinnost jak v podélném tak i příčném směru [34].

#### POPIS MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

Pro měření je nutné použít přesný zvukoměr, případně rovnocenný systém měření splňující požadavky pro přístroje přesnosti 1 popsané v IEC 61672-1: 2002. Měřicí systém musí být nastaven na odezvu „fast“, která značí časovou konstantu 0,125s, na měřený signál je aplikován váhový filtr „A“. Před každým měřením je nutné celý systém kalibrovat pomocí zvukového kalibrátoru třídy přesnosti 1 dle IEC60942: 2003.

Dále je třeba měřit otáčky motoru a rychlost vozidla s přesností  $\pm 2\%$  pro otáčky motoru a  $\pm 0,5 \text{ km.h}^{-1}$  pro rychlost vozidla. Při zkoušce jsou sledovány následující meteorologické údaje:

- Teplota okolí
- Rychlost větru
- Barometrický tlak
- Relativní vlhkost vzduchu

Měření meteorologických veličin musí probíhat v dané výšce v bezprostřední vzdálenosti od měřeného úseku.

Pro měření hladiny akustického tlaku byl použit analyzátor Bruel&Kjaer Pulse s kondenzátorovým mikrofonom Bruel&Kjaer 377B02, měřicí systém byl nastaven dle požadavků uvedených výše. Kalibrace mikrofonu byla provedena dle normy pomocí kalibrátoru Bruel&Kjaer 4231.

Pro přesné vymezení začátku a konce měřicí dráhy bylo užito systému optických závor, které zároveň slouží pro synchronizaci dat měřených ve vozidle s měřicí aparaturou umístěnou u okraje dráhy. Pro měření jsou použity dvě optické brány umístěné na začátku a konci dráhy tak, aby definovaly pozici vozidla v okamžiku, kdy vozidlo najede do měřeného úseku a kdy ho opouští. Signál z těchto bran je zaznamenáván analyzátozem pro měření hluku projíždějícího vozidla. Třetí optická brána je umístěna na kabině vozidla viz Obr. 6.9 Umístění optické brány na vozidle, tak aby signál byl synchronní s optickou bránou indikující začátek zkušebního úseku.



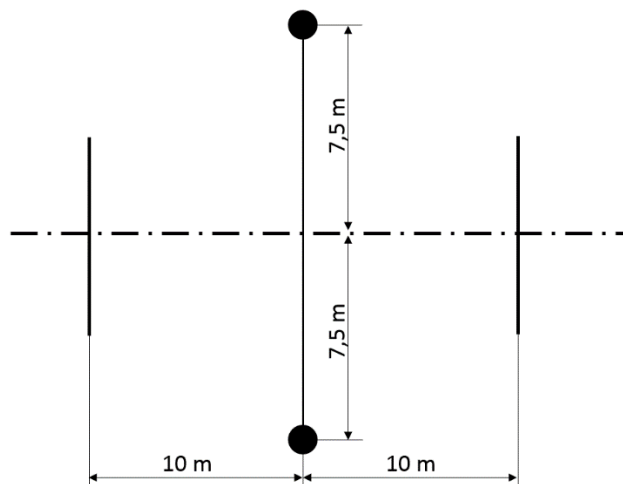
*Obr. 6.9 Umístění optické brány na vozidle*

Signál získaný optickou bránou umístěnou na vozidle je zaznamenáván měřicí ústřednou Dewetron, která slouží pro zaznamenávání jízdních dat vozidla. Veličiny měřené ve vozidle jsou:

- Rychlost vozidla
- Otáčky motoru
- Poloha pedálu akcelérátoru
- Zařazený rychlostní stupeň

Výše uvedené veličiny jsou do měřicí ústředny přenášeny prostřednictvím sběrnice CAN-BUS, kterou je vozidlo vybaveno. Všechna data jsou zaznamenávána vzorkovací frekvencí 100 Hz. Synchronizace dat měřených ve vozidle a hladiny akustického tlaku je provedena pomocí synchronizace signálů optických bran.

Mikrofon je v souladu s požadavky normy umístěn ve vzdálenosti 10m od začátku měřeného úseku, vzdálený 7,5m od střednice měřicí dráhy, ve výšce 1,2m nad zemí viz Obr. 3.1. Měření bylo prováděno vždy na jedné straně vozidla. Mikrofon byl vybaven molitanovým krytem pro filtrování povětrnostních vlivů[34][35].



Obr. 6.10 Umístění mikrofonu

#### PARAMETRY MĚŘENÉHO VOZIDLA

Měření bylo provedeno na terénním nákladním vozidle 6x6 spadajícím do kategorie N<sub>3</sub>, která je dle zákona č. 56/2001 Sb. definována pro nákladní vozidla s přípustnou hmotností převyšující 12 000 kg. Vozidlo je vybaveno šestiválcovým vznětovým motorem splňujícím emisní normu EURO 6 a manuální 16-ti stupňovou převodovkou.



Obr. 6.11 Měřené vozidlo



Parametry vozidla potřebné pro stanovení podmínek jízdních zkoušek jsou uvedeny v Tabulka 6-1.

Tabulka 6-1 Vybrané parametry vozidla 6x6

Parametry vozidla 6x6	
Jmenovitý výkon [kW]	291
Otáčky jmenovitého výkonu [min <sup>-1</sup> ]	1450-1700
Maximální krouticí moment [Nm]	1900
Otáčky maximálního krouticího momentu [min <sup>-1</sup> ]	1000-1450
Převodovka	manuální
Počet převodových stupňů [-]	16
Hmotnost vozidla [kg]	13 220
Přední pneumatiky	Michelin X works 385/65R22,5 XDY
Zadní pneumatiky	Michelin X works 315/80R22,5 XDY

### MĚŘENÍ AKCELERACE VOZIDLA DLE ECE 505 PŘÍLOHA 50 REV.3

Před samotným zahájením jízdní zkoušky je nutné vozidlo dovážit na hmotnost, která je vypočtena z výkonu motoru vozidla, tak aby připadalo 50kg hmotnosti vozidla na 1kW jmenovitého výkonu motoru. Pro měření vozidlo bylo třeba dovážit vozidlo na hmotnost 14 550kg.

Zkouška byla provedena pouze s pohonem zadní nápravy, který je obecně určen pro silniční užití. Vzhledem k tomu, že vozidlo má poměr výkonu a hmotnosti PMR < 25 tak, není třeba provádět test konstantní rychlosti, tudíž byla provedena pouze akcelerační zkouška. Pro akcelerační zkoušku je třeba vhodně zvolit převodový stupeň, který splňuje následující požadavky:

- Rychlost vozidla na konci měřené oblasti musí být  $35 \pm 5 \text{ km.h}^{-1}$
- Otáčky motoru musí být v rozsahu 85-89 % jmenovitých otáček
- Akcelerace musí být po celou dobu konstantní

Před měřením bylo provedeno testování za účelem stanovení vhodného převodového stupně a nájezdové rychlosti nejlépe odpovídající požadavkům daných normou. Na základě testování byl vybrán převodový stupeň 5H a nájezdová rychlost vozidla před počátkem akcelerace  $25 \text{ km.h}^{-1}$ . Měření musí být provedeno na obou stranách vozidla minimálně pro čtyři průjezdy vozidla, přičemž pro ověření opakovatelnosti měření nesmí být rozdíl mezi měřeními vyšší než 2 dB(A). Vyhodnocení se provádí pro každou stranu samostatně. Z každého měření se vybere nejvyšší naměřená hodnota akustického tlaku, která se průměruje s nejvyšší naměřenou hodnotou následujícího platného měření, výsledkem jsou dva průměry pro každou stranu s tím, že vyšší hodnota je označena za hodnotu výslednou.

Před samotným měřením hluku bylo provedeno měření atmosférických podmínek a hluku pozadí. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 6-2.

Tabulka 6-2 Podmínky při měření

Podmínky při měření	
Teplota [°C]	18
Relativní vlhkost [%]	28,5
Atmosférický tlak [hPa]	982
Hluk pozadí [dB(A)]	58

Měření akustického tlaku bylo provedeno pro pět průjezdů vozidla z každé strany, z Tabulka 6-3 je patrné, že měření splňují podmínky dané normou. Limitní hodnoty určené normou pro dané vozidlo jsou uvedené v Tabulka 6-4. V rámci levé strany jsou všechna měření v rozmezí 0,67 dB(A), pro stranu pravou jsou měření v rozmezí 1,27 dB(A).

Tabulka 6-3 Naměřené hodnoty

Měření [-]	Naměřené hodnoty		
	Max. akustický tlak [dB(A)]	Rychlost v bodě BB' [km.h <sup>-1</sup> ]	Otáčky v bodě BB' [min <sup>-1</sup> ]
L1	81,1	35,9	1510
L2	79,9	35,9	1509
L3	80,7	35,7	1508
L4	80,8	35,6	1506
L5	80,5	35,8	1509
P1	81,4	35,7	1507
P2	81,7	35,9	1510
P3	81,1	35,9	1511
P4	80,2	35,8	1510
P5	81,3	35,6	1506

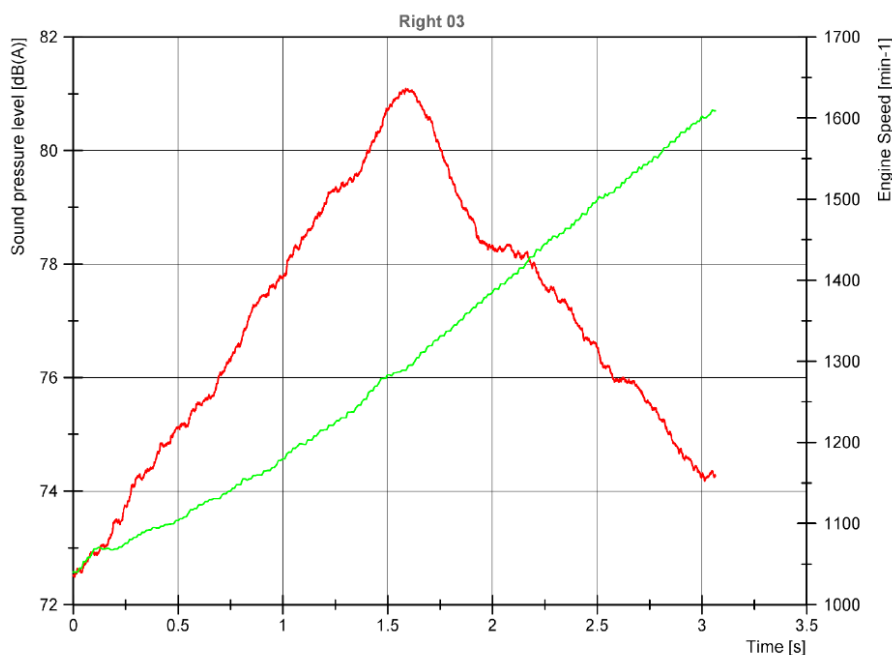
Tabulka 6-4 Hodnoty požadované normou

Limitní hodnoty	
Požadované rozmezí otáček v bodě BB' [min <sup>-1</sup> ]	1445 – 1513
Požadovaná rychlost v bodě BB' [km.h <sup>-1</sup> ]	35 ± 5
Maximální odchylka akustického tlaku [dB(A)]	2

Výsledné hladiny akustického tlaku průjezdu vozidla byly stanoveny jako průměr prvních čtyř měření a nabývají hodnot **80,8 dB(A)**, pro levou stranu vozidla a **81,3 dB(A)** pro stranu pravou. Jako výsledkem je tedy hladina akustického tlaku **81,3 dB(A)**.

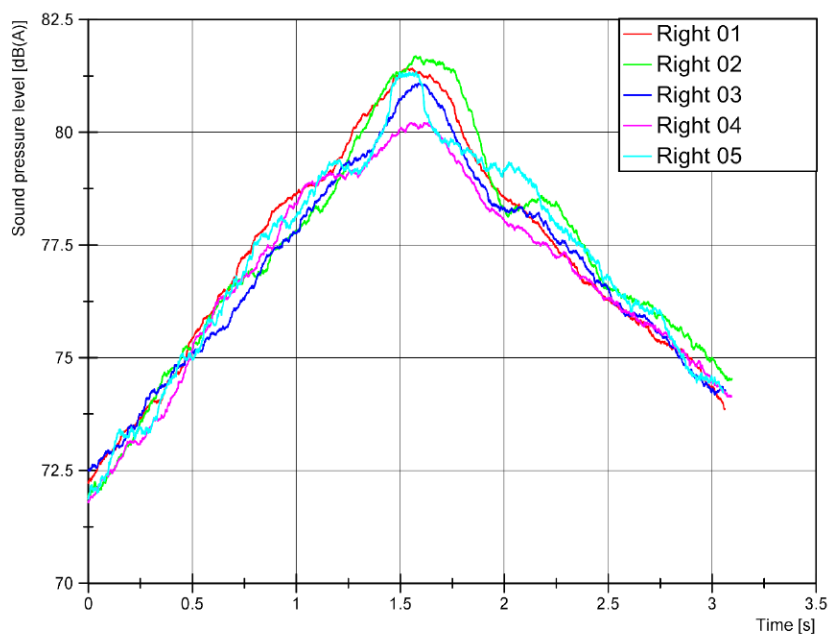


Na Obr. 6.12 je zobrazena hladina akustického tlaku a otáček motoru v průběhu celé zkušební dráhy. Dle očekávání je hladina akustického tlaku nejvyšší v okamžiku, kdy se vozidlo nachází nejbližší měřicímu bodu.



Obr. 6.12 Průběh otáček a akustického tlaku při měření

Z Obr. 6.13 je pak patrné, že pro všechna měření se bod s nejvyšší hladinou akustického tlaku nachází přibližně v čase 1,6 s od nájezdu vozidla do měřeného prostoru.



Obr. 6.13 Porovnání hladin akustického tlaku pro pravou stranu vozidla



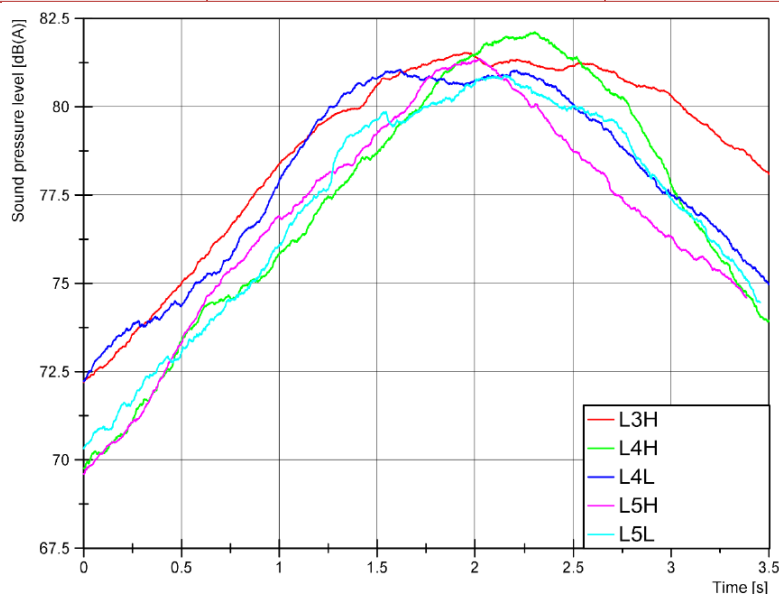
## MĚŘENÍ AKCELERACE VOZIDLA DLE ECE 505 PŘÍLOHA 50 REV.2

Pro porovnání s metodikou dle Přílohy 50 Rev.3, která vstoupila v platnost 1.7.2016 bylo provedeno měření vozidla dle metodiky doposud užívané. Dle starší metodiky není nutné zaznamenávat údaje měřené ve vozidle, zásadní je změna podmínek zkoušky. Zkouška je zahájena volbou rychlostního stupně, pro zkoušené vozidlo se jedná o šestý rychlostní stupeň označený jako 3H. Motor při nájezdu do měřeného úseku musí mít otáčky, odpovídající polovině otáček jmenovitých. Zkouška se provádí na zvolený rychlostní stupeň a další vyšší rychlostní stupně, za ukončenou se zkouška považuje ve chvíli, kdy nedojde při akceleraci na daný rychlostní stupeň v měřeném úseku k dosažení jmenovitých otáček motoru.

Hodnoty naměřené pro jednotlivé rychlostní stupně jsou uvedeny v Tabulka 6-5, kde jsou měření označena podle měřené strany vozidla a zařazeného rychlostního stupně. Měření na rychlostní stupeň 5L není započítáváno z důvodu nedosažení jmenovitých otáček motoru, které činí 1700 min<sup>-1</sup>.

Tabulka 6-5 Naměřené hodnoty

Naměřené hodnoty			
Měření [-]	Max. akustický tlak [dB(A)]	Rychlost v bodě BB' [km.h <sup>-1</sup> ]	Otáčky v bodě BB' [min <sup>-1</sup> ]
L3H	81,5	22,5	2040
L4L	81,0	26,6	1967
L4H	82,1	31,0	1933
L5L	81,3	34,0	1660
P3H	80,3	23,1	2051
P4L	81,4	26,5	1963
P4H	82,9	31,2	1930
P5L	80,2	32,5	1616



Obr. 6.14 Porovnání hladin akustického tlaku pro rychlostní stupně

Při porovnání měření pro levou stranu, kde byla naměřena i nejvyšší hladina akustického tlaku je patrné, že průběh akustického tlaku v závislosti na čase je pro každý rychlostní stupeň odlišný, nejvyšší hodnoty akustický tlak dosahuje na rychlostní stupeň 4H, což lze přisoudit kombinaci nejvyšší rychlosti a otáček motoru v blízkosti měřicího bodu.

V porovnání s aktuálně platnou metodikou byla naměřena vyšší hladina akustického tlaku, pro dané vozidlo. Nelze však na základě měření jednoho vozidla stanovit, že jde o záležitost obecně platnou. Obě měření poukazují na fakt, že vozidlo se z hlediska vnějšího hluku pohybuje na hranici dané legislativní normou.

### 6.2.2 LOKALIZACE ZDROJŮ HLUKU NA VOZIDLE

Z předchozího měření je patrné, že je třeba podniknout kroky ke snížení vnějšího hluku vozidla, aby bylo možné vyhovět stále se zpřísňujícím legislativním normám. Byl proto realizován technický experiment za účelem lokalizace dílčích zdrojů hluku vozidla.

#### KONFIGURACE TECHNICKÉHO EXPERIMENTU

Za účelem lokalizace dílčích zdrojů hluku na hnacím ústrojí byl realizován technický experiment, kdy bylo vozidlo osazeno mikrofonom pro měření hladiny akustického tlaku a vybrané části hnacího ústrojí byly osazeny tříosými akcelerometry.

Pro zpracování měřených signálů byl použit 16-ti kanálový analyzátor M+P VibPilot. Vozidlo bylo osazeno 5-ti tříosými akcelerometry umístěnými v následujících místech:

- Skříň rozvodovky první nápravy Obr. 6.15 (1)
- Nosná roura za první nápravou Obr. 6.15 (1)
- Skříň sestupného převodu
- Skříň rozvodovky druhé nápravy Obr. 6.15 (2)
- Nosná roura před přední nápravou Obr. 6.15 (2)



Obr. 6.15 Umístění akcelerometrů na nápravách

Dále měřící řetězec obsahoval mikrofon, umístěný za kabinou vozidla. Hlavním cílem byl frekvenční rozbor měřeného signálu pomocí FFT analýzy a následné přiřazení částí spektra dílčím částem vozidla.



*Obr. 6.16 Umístění akcelometru na sestupném převodu a mikrofonu za kabinou vozidla*

Měření bylo provedeno v několika krocích:

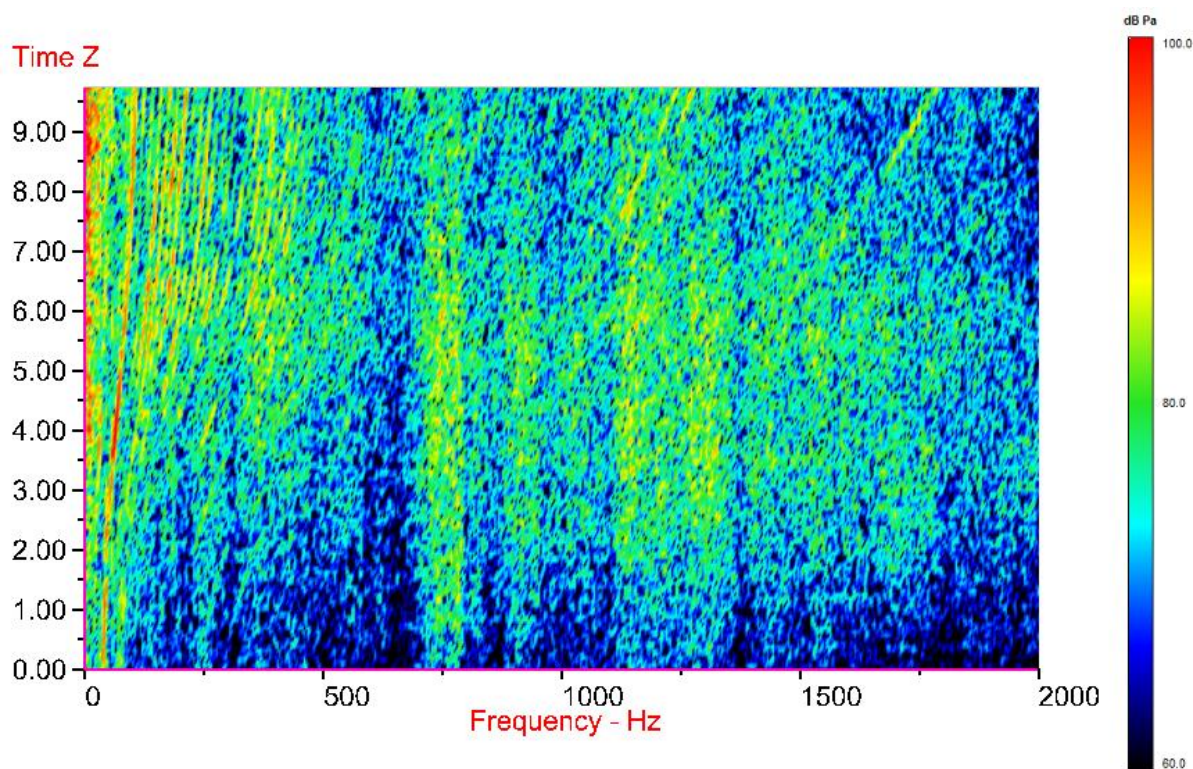
- Zrychlení z volnoběžných otáček
- Zrychlení dle normy pro test Pass-By s pohonem zadních kol
- Zrychlení dle normy pro test Pass-By s pohonem všech kol
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1000 \text{ min}^{-1}$
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1100 \text{ min}^{-1}$
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1200 \text{ min}^{-1}$
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1300 \text{ min}^{-1}$
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1400 \text{ min}^{-1}$
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1500 \text{ min}^{-1}$
- Ustálený stav pro otáčky motoru  $1600 \text{ min}^{-1}$

#### VÝSLEDKY MĚŘENÍ

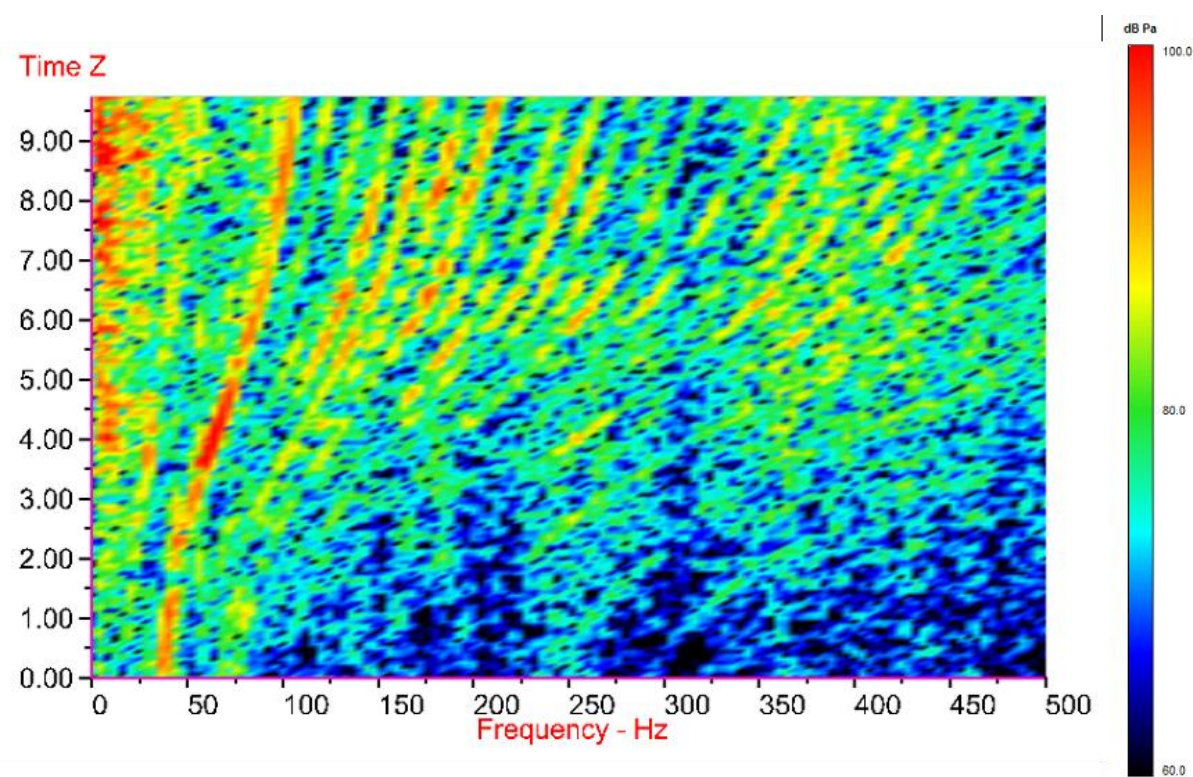
Naměřená data byla zpracována pomocí FFT, kde pro zrychlení byla vykreslena multispektra, ze kterých je možné určit, zda při určitém jízdním režimu nedochází k nežádoucím rezonancím. V ustálených stavech byl proveden frekvenční rozbor úseku naměřených signálů. Dále byl vyhodnocován průběh akustického tlaku při zkouškách zrychlení.

Zkoušky zrychlením byly provedeny z důvodu identifikace kritických otáček, pokud by v některém provozním režimu docházelo ke vzniku rezonancí. Na Obr. 6.17 je zobrazeno multispektrum signálu mikrofonu při zrychlení vozidla z volnoběžných otáček na otáčky maximální, spektrum je uvedeno v dB bez aplikování váhového filtru. Je patrné, že většina zdrojů hluku se nachází ve frekvenční oblasti do 500 Hz viz Obr. 6.18, kde je zobrazen výřez frekvenčního spektra do 500 Hz.



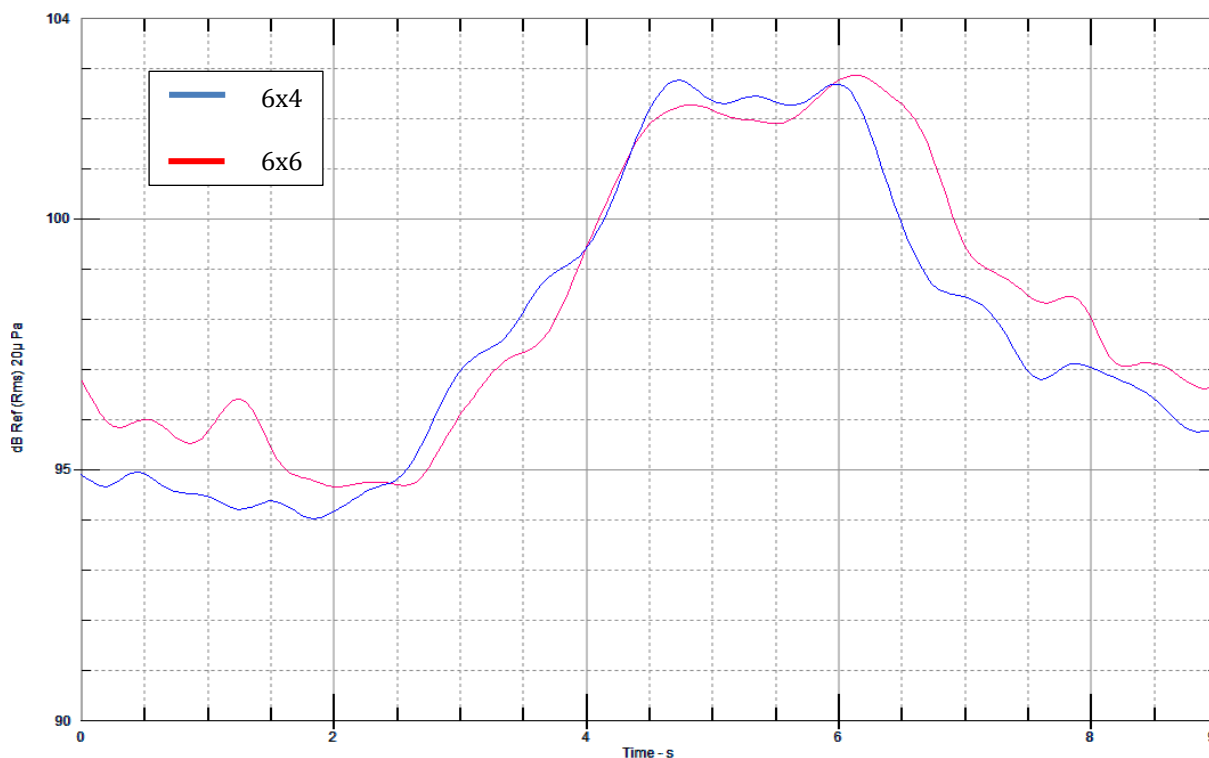


Obr. 6.17 Multispektrum mikrofonu – akcelerace

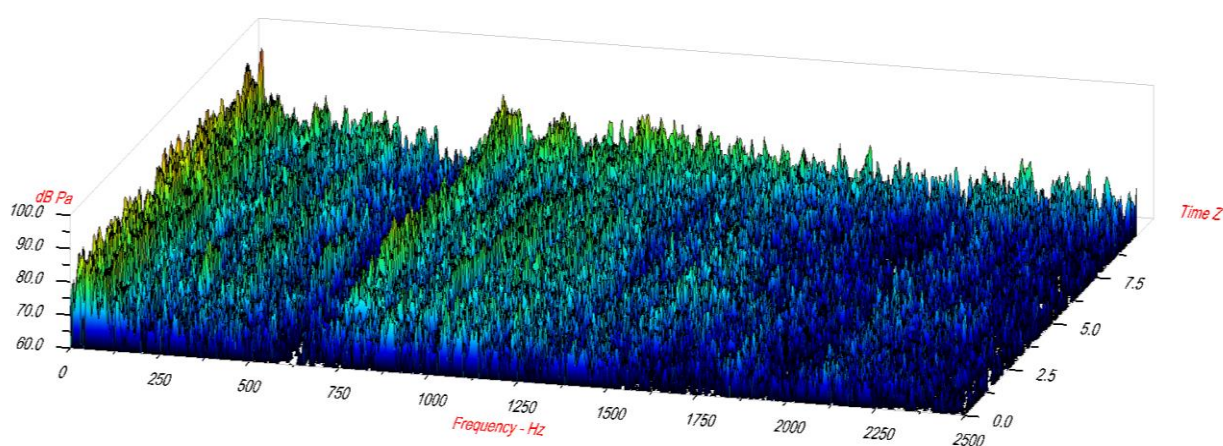


Obr. 6.18 Výřez multispektra mikrofonu

Na Obr. 6.19 je vykreslen průběh hladiny akustického tlaku mikrofonu umístěného za kabinou při testu pass-by pro varianty s pohonem pouze zadní nápravy a připojeným pohonem všech kol. Z průběhu akustického tlaku a multispektra Obr. 6.20 není patrné, že by v průběhu akcelerace docházelo ke vzniku rezonance a výrazného zvýšení hladiny akustického tlaku.

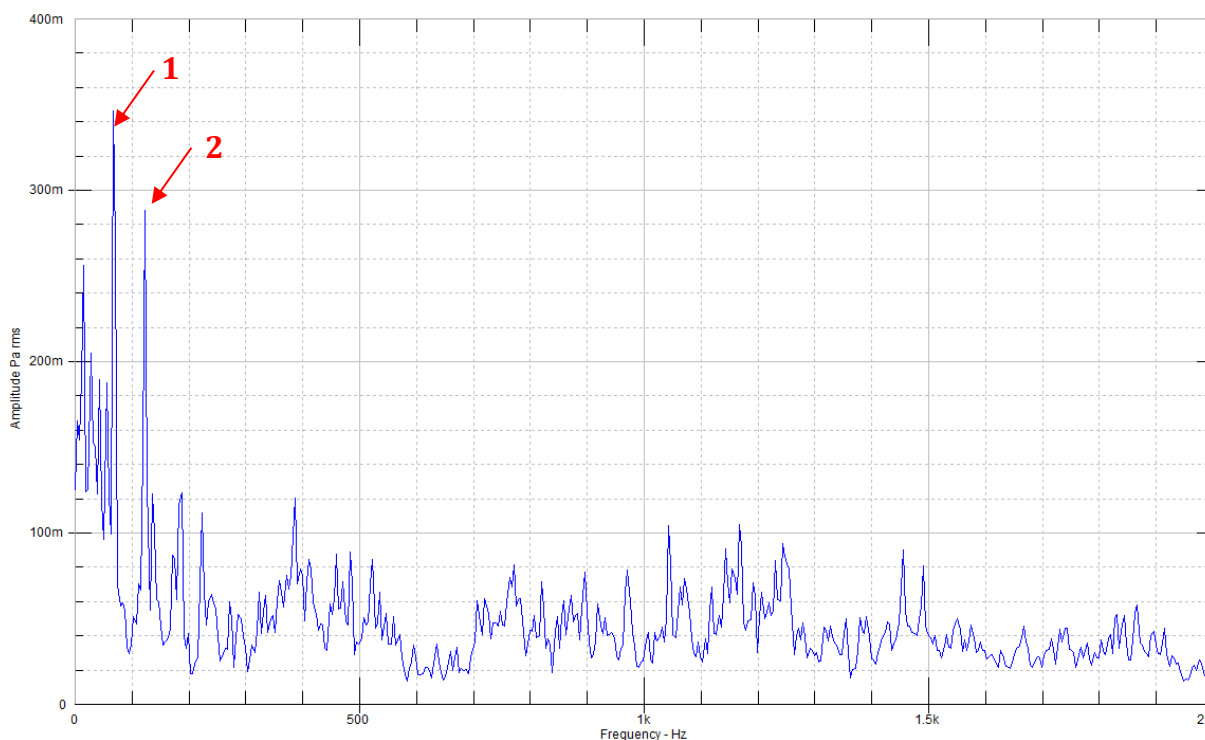


Obr. 6.19 Porovnání hladiny akustického tlaku pro pohon 4x6 a 6x6



Obr. 6.20 Multispektrum mikrofonu – pass-by test

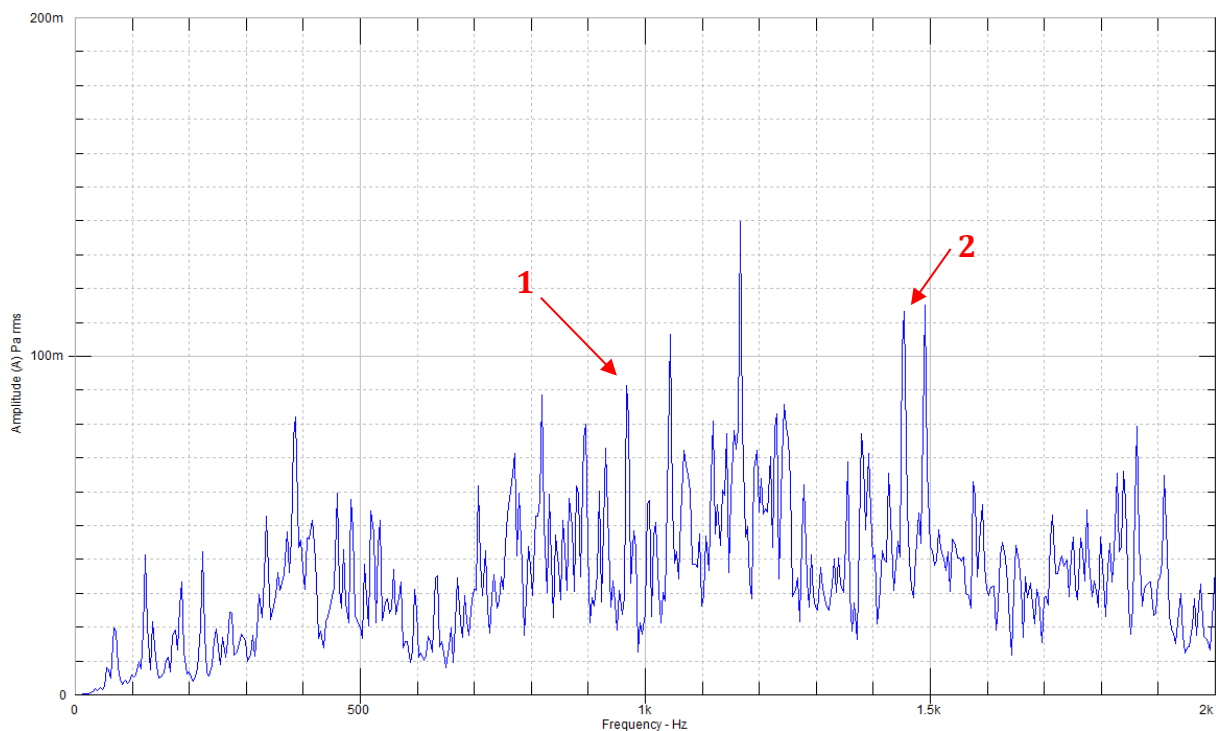
Pro samotné stanovení dílčích zdrojů hluku bylo využito měření ustálených stavů, kdy byla provedena FFT analýza signálu mikrofону. Na signálu mikrofону bez aplikace váhového filtru je zřejmé, že převládá oblast nízkých frekvencí, body označené jako 1 a 2 odpovídají třetí a šesté harmonické frekvenci otáček motoru. Ostatní zdroje se z hlediska neváženého signálu jeví jako méně významné.



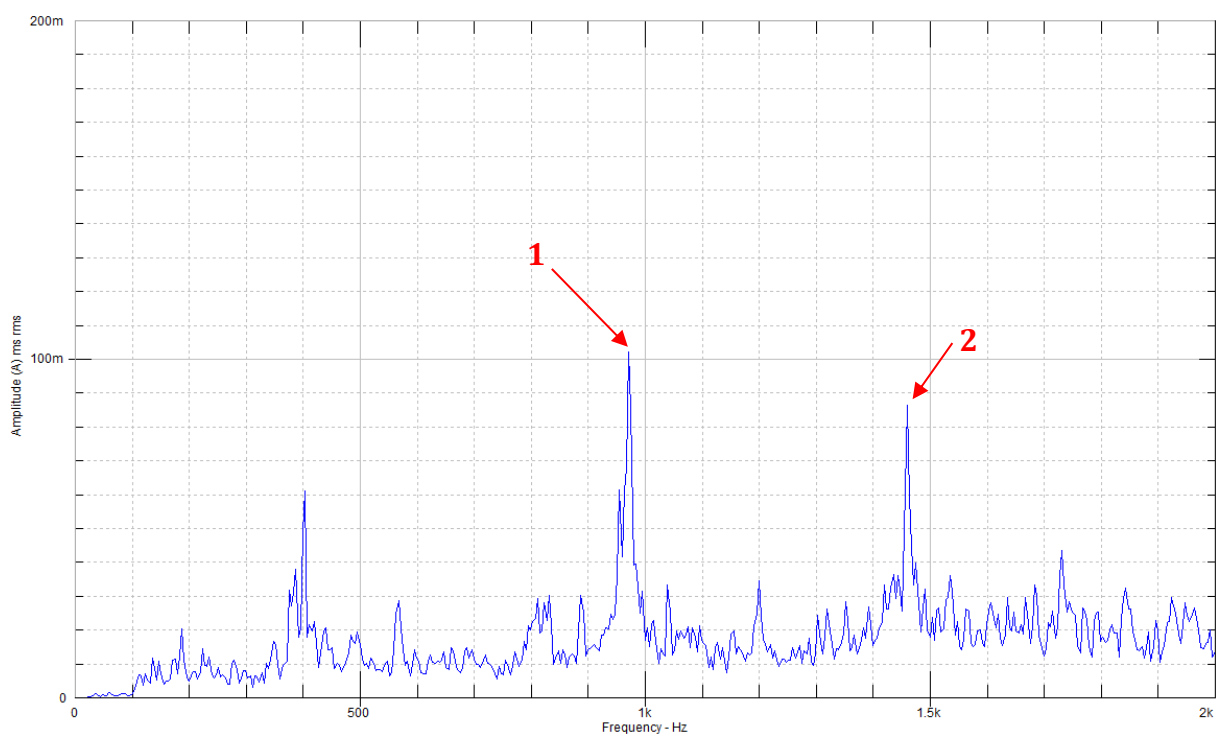
Obr. 6.21 Frekvenční spektrum mikrofónu - 1500 min<sup>-1</sup>

Zcela jiná situace však nastane, pokud na signál mikrofónu aplikujeme váhový filtr A, který simuluje subjektivní vnímání hluku sluchem člověka. Váhový filtr A potlačuje nízké frekvence, tudíž po jeho aplikaci změní frekvenční rozložení amplitud a vystoupí frekvence, které před jeho aplikací nebyly významné. V porovnání neváženého signálu Obr. 6.21 a signálu váženého Obr. 6.22, je jasné patrné, že po aplikaci filtru vystoupily frekvenční složky v rozmezí 1000 – 1500 Hz. Následně byl proveden frekvenční rozbor signálů získaných ze snímačů zrychlení umístěných na skříních hnacího ústrojí a zkoumána shoda frekvenčních pásem zrychlení a akustického tlaku. Bylo zjištěno, že v signálu zrychlení vystupují složky frekvenčně shodné se signálem zachyceným mikrofónem, jedná se o frekvence **968 Hz** a **1456 Hz** označené v Obr. 6.22 1 a 2.

Tato dvojice frekvencí byla naměřena ve všech sledovaných bodech hnacího ústrojí Obr. 6.23 a Obr. 6.24. Nejvyšší amplituda byla naměřena Akcelerometrem 3 na skříní sestupného převodu umístěného mezi hlavní převodovkou a centrální nosnou rourou.

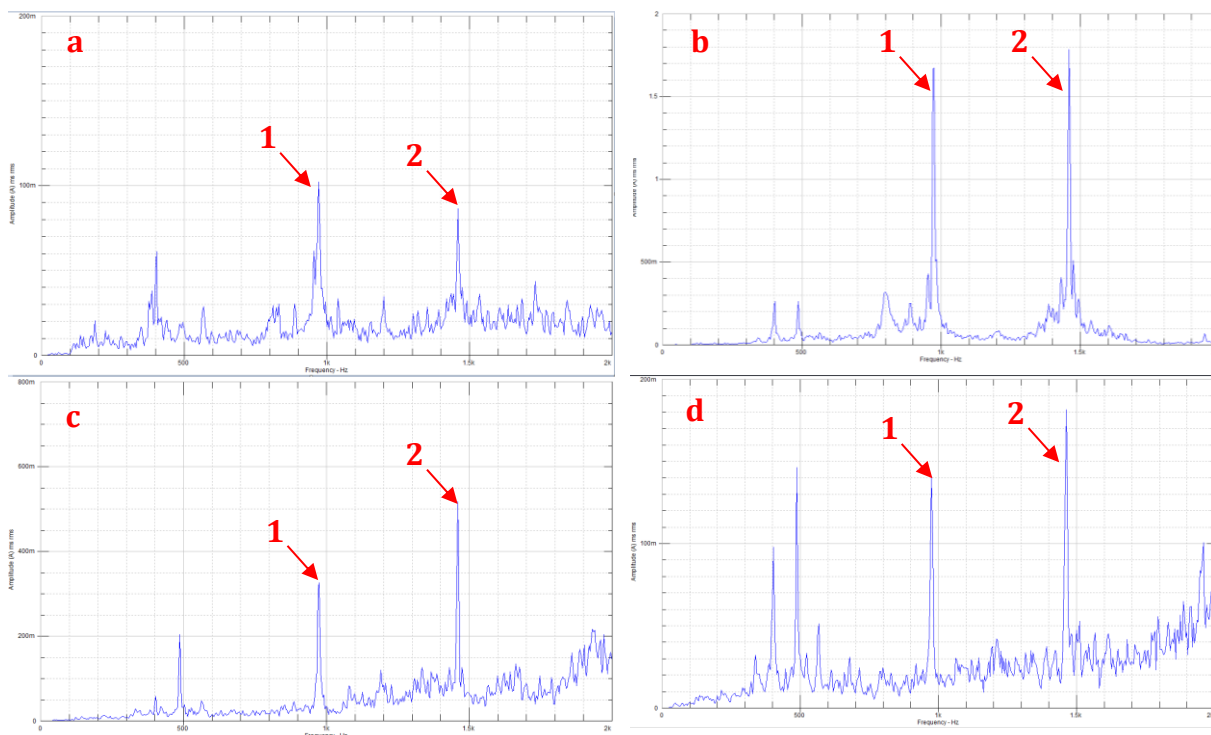


Obr. 6.22 Frekvenční spektrum mikrofonu –  $1500 \text{ min}^{-1}$  vážené filtrem A



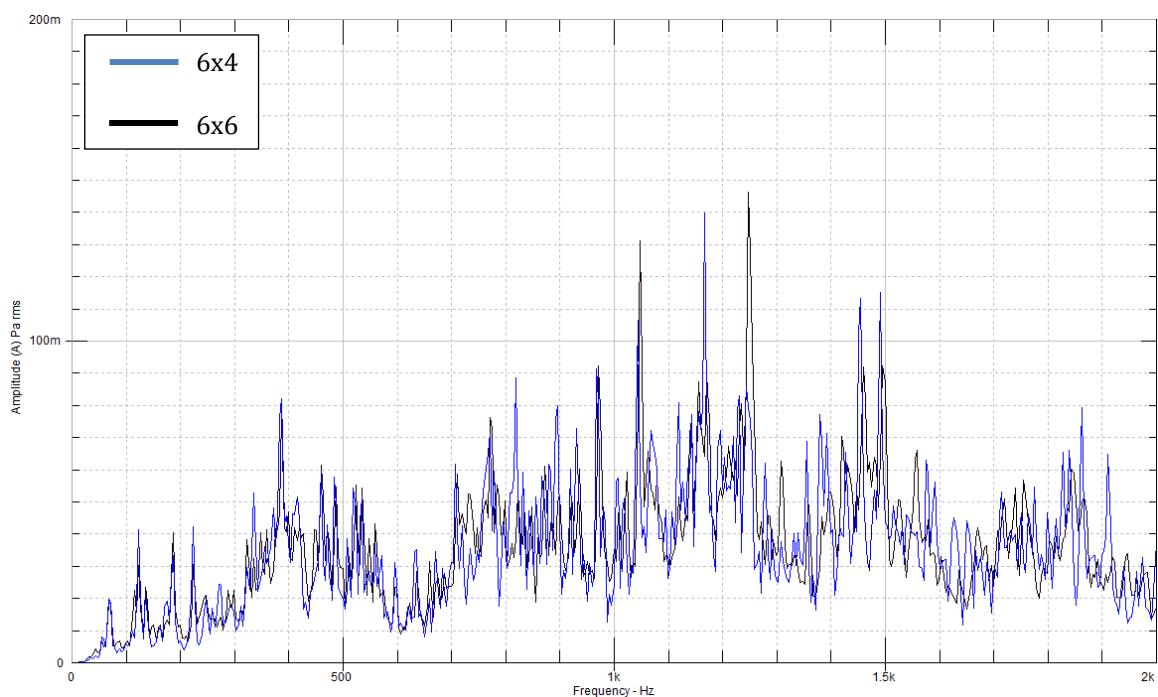
Obr. 6.23 Frekvenční spektrum Akcelerometru 1 –  $1500 \text{ min}^{-1}$  - osa X





Obr. 6.24 Frekvenční spektra akcelerometrů 1500 min<sup>-1</sup> a) Akcelerometr 2 – osa X, b) Akcelerometr 3 – osa Y, c) Akcelerometr 4 – osa X, d) Akcelerometr 5 – osa Y

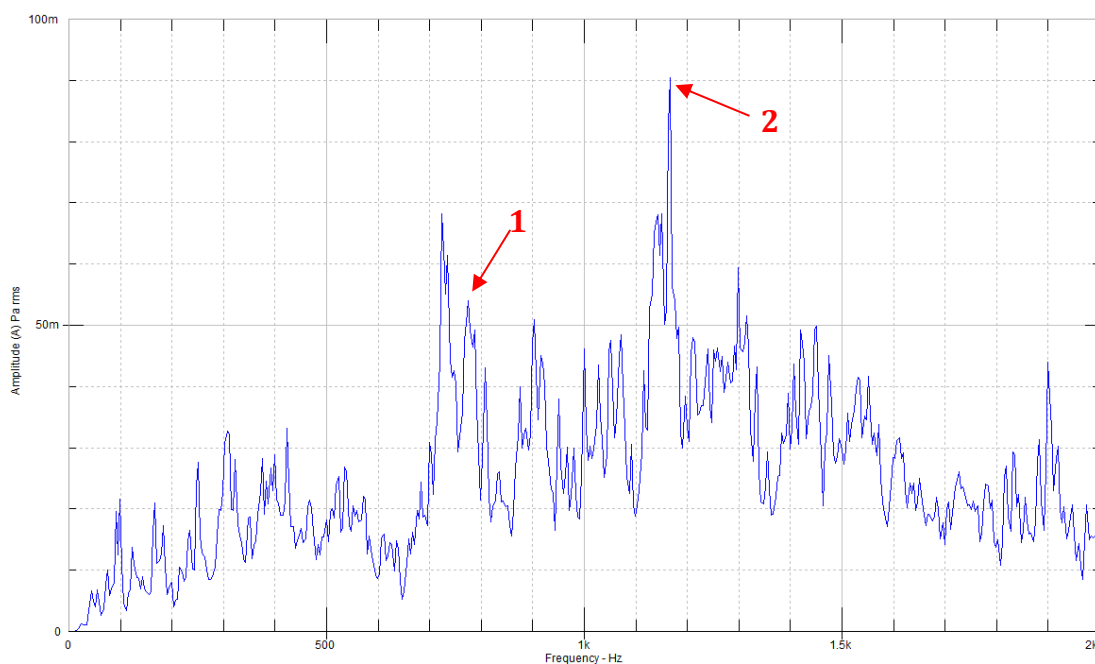
Na Obr. 6.25 Frekvenční spektrum mikrofону pro pohon 6x4 a 6x6 je zobrazeno porovnání frekvenčního rozboru signálu z mikrofónu pro případy, kdy byla poháněna pouze zadní náprava a pohonu všech kol. Oba signály se prakticky překrývají a při zařazení pohonu 6x6 nedochází pro dané otáčky k zásadní změně frekvenčního spektra.



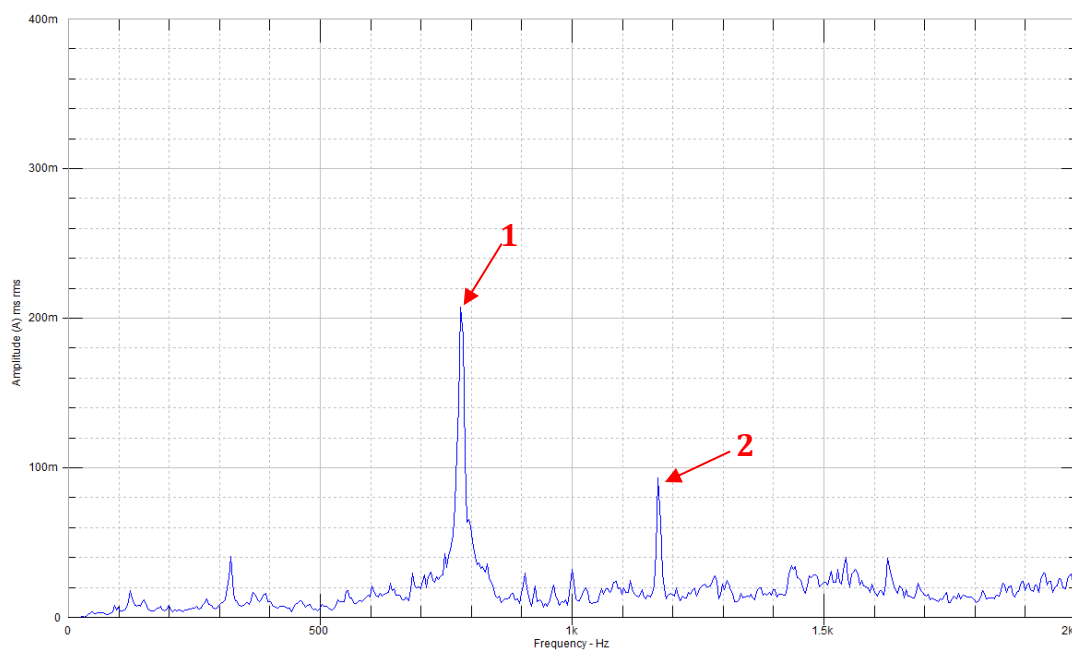
Obr. 6.25 Frekvenční spektrum mikrofónu pro pohon 6x4 a 6x6



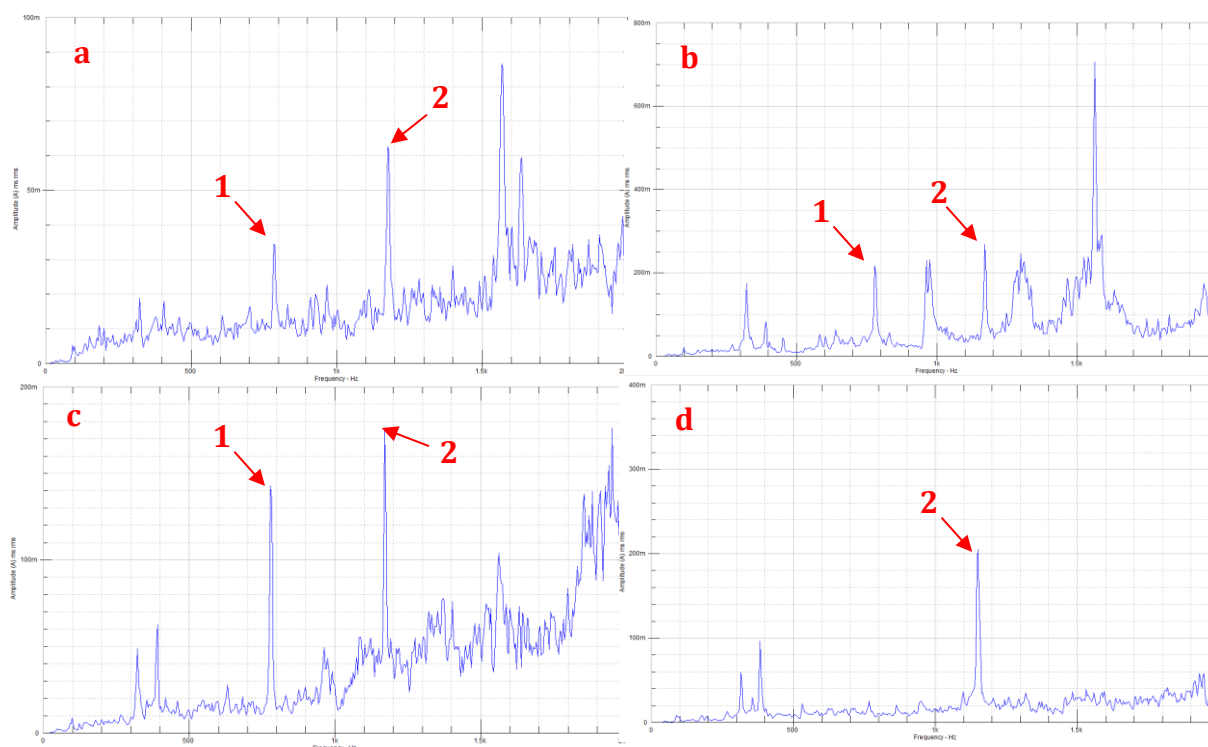
Obdobně byla zpracována měření pro ostatní ustálené stavy, kde jak je patrné z Obr. 6.26 pro otáčky  $1000 \text{ min}^{-1}$ , kde je možné přiřadit frekvence 780 Hz a 1168 Hz z frekvenčního rozboru signálu z mikrofonu frekvencím zachycených pomocí akcelerometrů.



Obr. 6.26 Frekvenční spektrum mikrofonu –  $1000 \text{ min}^{-1}$  vážené filtrem A



Obr. 6.27 Frekvenční spektrum Akcelrometru 1 –  $1000 \text{ min}^{-1}$  - osa X

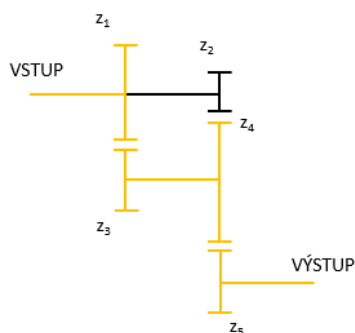


Obr. 6.28 Frekvenční spektra akcelerometrů  $1000 \text{ min}^{-1}$  a) Akcelerometr 2 – osa X, b) Akcelerometr 3 – osa Y, c) Akcelerometr 4 – osa X, d) Akcelerometr 5 – osa Y

#### PŘÍŘAZENÍ FREKVENCÍ KOMPONENTÁM VOZIDLA

Vzhledem k předpokladu, že frekvence 1 a 2 jsou vybuzeny součástmi hnacího ústrojí, byl proveden frekvenční rozbor známých komponent. Zejména analýza zda dané frekvence neodpovídají frekvencím záběru ozubených kol. Vzhledem k tomu, že hlavní převodovka je výrobcí vozidla dodávána externím dodavatelem, nebyl k dispozici dostatek údajů nutných pro frekvenční analýzu. Analyzovány byly pouze komponenty vyráběné přímo výrobcem vozidla, k nimž byly známy potřebné údaje.

Všechna měření byla prováděna na převodový poměr 5H v hlavní převodovce, který má převodový poměr **2,53**. Další komponentou přes níž je přenášen krouticí moment na kola vozidla je dvoustupňový sestupný převod, jehož konstrukční uspořádání je znázorněno na Obr. 6.29, počty zubů jednotlivých převodů jsou pak uvedeny v Tabulka 6-6. Při jízdních zkouškách byl v sestupném převodu zařazen převod pro silniční jízdu, tok krouticího momentu pro tento rychlostní stupeň je vyznačen v Obr. 6.29. Za sestupným převodem jsou pak zařazeny diferenciály, které při jízdě v přímém směru nejsou aktivní, proto nejsou v rozboru uvažovány. Z diferenciálů je krouticí moment přenášen na rozvodovky jednotlivých náprav, v rozvodovce je pak umístěn stálý převod **3,385**, který je realizován pomocí pastorku a talířového kola, počty zubů jsou uvedeny v Tabulka 6-6.



Obr. 6.29 Schéma sestupného převodu s vyznačeným tokem krouticího momentu

Tabulka 6-6 Počty zubů pro frekvenční rozbor

Sestupný převod	
Počet zubů ozubené kolo $z_1$ [-]	49
Počet zubů ozubené kolo $z_2$ [-]	39
Počet zubů ozubené kolo $z_3$ [-]	43
Počet zubů ozubené kolo $z_4$ [-]	52
Počet zubů ozubené kolo $z_5$ [-]	56
Rozvodovka	
Počet zubů pastorek [-]	13
Počet zubů talířové kolo [-]	44

Základní frekvence záběru ozubení byly vypočteny dle vztahu 6.1

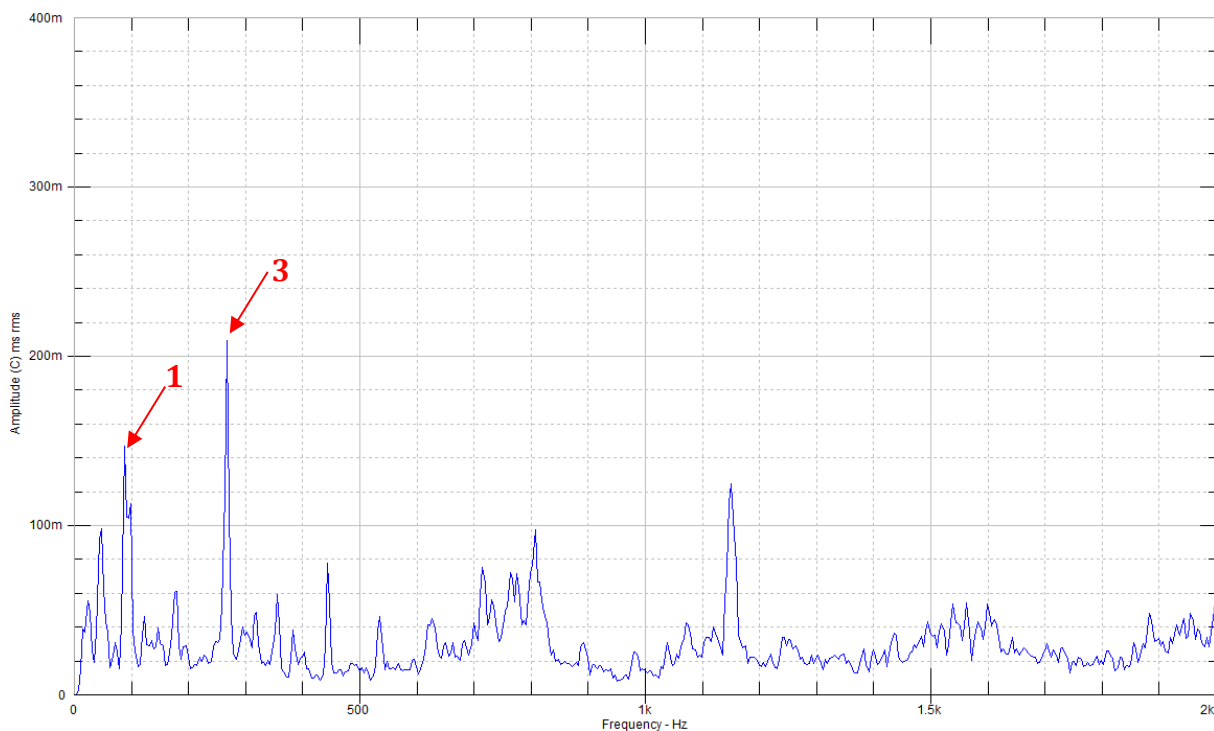
$$f_z = f_{r1} \cdot z_1 = f_{r2} \cdot z_2 \quad (6.1)$$

kde  $f_{r1}$  a  $f_{r2}$  jsou otáčkové frekvence ozubených kol a  $z_1$  a  $z_2$  počty zubů jednotlivých kol.

Tabulka 6-7 Frekvence záběru ozubení

Sestupný převod								
	Otáčky motoru 1000 min <sup>-1</sup>				Otáčky motoru 1500 min <sup>-1</sup>			
Harmonické řády	1	2	3	4	1	2	3	4
Kontakt ozubení $z_1$ - $z_3$ [Hz]	323	646	968	1291	484	<b>968</b>	<b>1453</b>	1937
Kontakt ozubení $z_4$ - $z_5$ [Hz]	390	<b>781</b>	<b>1171</b>	1561	586	1171	1757	2342
Rozvodovka								
Kontakt ozubení $z_p$ - $z_t$ [Hz]	90	180	270	361	135	270	406	541

Základní frekvence záběrů ozubení pro otáčky motoru 1000 min<sup>-1</sup> a 1500 min<sup>-1</sup> jsou uvedeny v Tabulka 6-7, kde jsou tučně vyznačeny frekvence jasně patrné ve frekvenční analýze signálu z mikrofону a akcelerometrů. Jedná se o harmonické násobky frekvencí záběru ozubení sestupného převodu.



Obr. 6.30 Akcelerometr 1 – otáčky motoru 1000 min<sup>-1</sup> pohon 6x6

Frekvence záběru ozubení rozvodovky jsou na signálech zaznamenaných akcelerometry rovněž patrné Obr. 6.30, kde jsou první a třetí harmonická frekvence označeny. Tyto frekvence nejsou jasně identifikovatelné na signálu z mikrofónu, neboť jsou potlačeny váhovým filtrem – A a tudíž se na vnějším hluku vozidla zásadně neprojeví.



## ZÁVĚR

Práci lze rozdělit na dvě části. První část práce se věnuje získání vstupních údajů pro výpočetní modelování hnacího ústrojí těžkého nákladního vozidla a samotnému sestavení výpočetního modelu. Většina vstupních dat byla získána z CAD modelu, případně byla výpočetně stanovena na základě znalosti geometrie použitých komponent. Výpočetní model byl zaměřen na zkoumání vlastností dlouhých hnacích hřídelí rotujících vysokými otáčkami, neboť právě kombinace štíhlé hřídele a vysokých otáček vede v praxi ke vzniku nežádoucích vibrací, které ovlivňují celou strukturu vozidla včetně komfortu posádky. Identifikace hřídele, jejíž chování nejvíce ovlivňuje vibroakustické vlastnosti vozidla, byla provedena na základě modální analýzy. Jedná se o hřídel sloužící pro pohon první nápravy, neboť její vlastní frekvence se nacházejí v provozním pásmu otáček. Následně byl pro uvedenou hřídel sestaven model v prostředí MBS za účelem provedení podrobné studie, jaké parametry nejvíce ovlivňují krouživé kmitání hřídele, jež se v praxi ukázalo jako kritické. Uvažována byla kombinace nevývahy hřídele, změna tuhosti uložení a jeho nesouosost. Ukázalo se, že vzhledem k nízké tuhosti samotné hřídele nemá zvýšení tuhosti jejího uložení vliv na amplitudu krouživého kmitání ani na otáčky při kterých dochází ke kontaktu hřídele s ostatními komponenty hnacího ústrojí. Naopak se jako zásadní parametr ukázala velikost nevývahy způsobující buzení hřídele a velikost vyosení jejího uložení. Jako podnět pro budoucí zkoumání by bylo vhodné provést studii za účelem zjištění velikosti nevývahy a přesnosti uložení hřídele v sériové výrobě, se zaměřením na nalezení vhodného kompromisu mezi výrobní přesností součástí a jejich cenou.

Druhá část práce se týká přípravy a provedení experimentálního ověření výpočetního modelu měřením na reálném vozidle. Vzhledem k tomu, že měřením bylo zjištěno, že hřídel ve vozidle vykazuje v měřeném místě průhyb již v klidovém stavu, bylo nutné provést úpravu geometrie ve výpočetním modelu, aby bylo možno provést verifikaci výpočetního přístupu. Po úpravě geometrie výpočetního modelu, bylo dosaženo velmi dobré shody výpočtu s realitou. Je tedy možné tento přístup užívat pro predikci chování součástí již v rané konstrukční fázi bez nutnosti ověřovat její chování fyzickým testováním na prototypu. Jako podnět pro další postup je možné do modelu zapracovat další vlivy, které v této fázi nebyly uvažovány, jako vymezení vůle drážkování ve kterém je hřídel uložen a rozšířit model o pružné těleso centrální nosné roury.

V návaznosti na výpočtové dynamické modely bylo realizováno měření vnějšího hluku vozidla, a následně proveden frekvenční rozbor ve vztahu ke komponentám hnacího ústrojí. Byla provedena měření hluku průjezdu vozidla dle požadavků daných legislativní normou, za účelem porovnání metodiky dříve používané a metodiky vstupující v platnost 1. 7. 2016. Pro lokalizaci dílčích zdrojů vnějšího hluku bylo vozidlo osazeno snímači zrychlení a provedeno porovnání frekvenčního spektra signálu získaného pomocí mikrofону instalovaného na vozidle a frekvenčních spekter snímačů zrychlení umístěných na vybraných komponentech hnacího ústrojí a centrální nosné roury, kde byly jasně identifikovány harmonické frekvence kontaktu ozubení sestupného převodu. Jako další fází by bylo vhodné provést kompletní frekvenční rozbor vozidla, což vzhledem k tomu, že nebyly známy parametry dalších komponent (motor a hlavní převodovka) a zmíněné komponenty nebyly k dispozici pro demontáž, reverzní stanovení potřebných parametrů nebylo možné. Po stanovení potřebných parametrů by bylo vhodné provést měření, kde jsou data měřená ve vozidle plně synchronní se signálem mikrofону a umožní



tak frekvenční rozbor spektra hluku měřeného vně vozidla v součinnosti s daty měřenými ve vozidle. Bude tak možné stanovit výkonové příspěvky jednotlivých zdrojů hluku v průběhu celého měřeného úseku.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SMETANA, C., a kol. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*, Praha: Sdělovací technika, 1998. 1. vyd. 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [2] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-02246-3.
- [3] PÍŠTĚK, V., ŠTETINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Nakladatelství VUT v Brně, 1991.
- [4] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, I. díl. SNTL a SVTL, Druhé vydání, Praha, 1962.
- [5] NIMEIJER, H., LOPEZ, I., SOONS, I.: *Multibody modelling of a gear train*, 2004, Technische universiteit Eindhoven.
- [6] NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V. *Virtual Engine - A Tool for a Powertrain Dynamic Solution*, STROJNISKI VESTNIK-JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING, Vol.2011, (2011), No.57, pp.611-621, ISSN 0039-2480.
- [7] DABNEY, James B. and Thomas L. HARMAN. *Mastering Simulink*. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2004. 376 p. ISBN 0-13-142477-7.
- [8] KUČERA, P.; PÍŠTĚK, V. TRANSMISSION COMPUTATIONAL MODEL IN SIMULINK. *Perners' Contacts*, 2013, roč. VIII, č. 4, s. 37-48. ISSN: 1801- 674X.
- [9] CROLLA, edited by David A. 2009. *Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body*. 1st ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-185-6175-777.
- [10] Heydinger, G., J., Salaani, M. K., Garrott, W. R., Gygier, P. A., *Vehicle Dynamics Modeling for the National Advanced Driving Simulator*, pp. 307-317, Proc. IMechE, Vol. 216, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002
- [11] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J.: *Pružnost a pevnost I*. 1992. VUT Brno.
- [12] PÍŠTĚK, V.; NOVOTNÝ, P. Structural dynamics of the in-line six- cylinder tractor diesel engine. In *Virtual Product Development Conference 2005*. Mnichov: MSC.Software GmbH, Munich, Germany, 2005. s. 1-16.
- [13] EDITED BY GIAMPIERO MASTINU, Manfred Plochl. *Road and road vehicle system dynamics handbook*. Hoboken: Taylor and Francis, 2013. ISBN 978-142-0004-908.
- [14] Wellmann, T., Govindswamy, K., Braun, E., and Wolff, K., "Aspects of Driveline Integration for Optimized Vehicle NVH Characteristics," SAE Technical Paper 2007-01-2246, 2007



- [15]HAGERODT, B., Untersuchungen zu Lastwechsel-reaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen, Dissertation, RWTH Aachen, 1998
- [16]BAI, Mingxian, Jeong-Guon IH a Jacob BENESTY. *Acoustic array systems: theory, implementation, and application*. Singapore: John Wiley & Sons, c2013, ISBN 978-0-470-82723-9.
- [17]SHAVER, R., Manual Transmission Clutch System, v. AE-17, SAE International, 1997
- [18]ZHAO, Weijie. *MODELING AND ANALYSIS OF GEAR RATTLE IN AUTOMOTIVE TRANSMISSIONS*. Ann Arbor, MI, 2002. Dissertation.
- [19]WELBOURN, D. B., "Fundamental Knowledge of Gear Noise -A Survey", I MechE, C 117/79, pp 9-14,1979.
- [20]KATO, M., et al, "Lateral-Torsional Coupled Vibrations of a Rotating Shaft Driven by a Universal Joint. (Derivation of Equations of Motion and Asymptotic Analysis)", JSME International Journal, Series 111, Vol. 3 1, No 1, pp 68-74, 1988.
- [21]MIŠUN, V. *Vibrace a hluk*. 1. vyd. Brno: FSI VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. 177s. ISBN 80-214-1262-3.
- [22]SMETANA, C., a kol. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*, Praha: Sdělovací technika, 1998. 1. vyd. 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [23]BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: studijní opora*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012, 1 DVD-ROM. ISBN 978-80-248-2755-1.
- [24]Instruction Manual for Torsion Vibrometer OFV4000, Polytec, 2007
- [25]Indukční snímače. *COPTEL: Internetový portál* [online]. 2010 [cit. 2015-05-21]. Dostupné z:
- [26]PALERMO, A., MUNDO, D., LENTINI, A.S., HADJIT, R., MAS, P., DESMET, W.: Gear noise evaluation through multibody TE-based simulations, 2010, Pages 3033-3046
- [27]Microphone Handbook, Bruel&Kjaer, 1995
- [28]Tatrovácká koncepce [online]. Kopřivnice: Tatra, 2016 [cit. 2016-06-16]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>
- [29]MAURICE, L., ADAMS JR., *Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting*. New York: Marcel Dekker, 2001. ISBN 0-8247-0258-1
- [30]WAN, Changsen. Analysis of rolling element bearings. English language ed. London: Mechanical Engineering Publications, 1991. ISBN 08-529-8745-5.
- [31]Basic ADAMS Full Simulation Training Guide, version 11.0, MSC Software, 2001





- [32]TŮMA, Jiří. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901-9361-7.
- [33]TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. April 2014. Chichester, England: Wiley, 2014. Automotive series (Wiley). ISBN 978-1-118-79761-7.
- [34]ČSN ISO 10844: Akustika - Specifikace zkušebních drah pro měření hluku vyzařovaného silničními vozidly a jejich pneumatikami. Třetí vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [35]ECE 505 Příloha 50: Předpis č.51: Dohoda o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat a/nebo užívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání schválení udělených na základě těchto pravidel. Revize 2. Ženeva: Organizace spojených národů, 2013.
- [36]ECE 505 Add. 50 Rev.3: Concerning the Adoption of Uniform Technical Prescriptions for Wheeled Vehicles, Equipment and Parts which can be Fitted and/or be Used on Wheeled Vehicles and the Conditions for Reciprocal Recognition of Approvals Granted on the Basis of these Prescriptions. Rev.3. Geneva: United Nations, 2016.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\hat{K}$	[-]	Matice tuhosti
$\hat{M}$	[-]	Matice hmotnosti
$\mathbf{0}$	[-]	Nulová matice
AA'	[-]	Osa definující začátek měřeného úseku
B	[-]	Index stupňů volnosti rozhraní
BB'	[-]	Osa definující konec měřeného úseku
c	[Nm.rad <sup>-1</sup> ]	Torzní tuhost hřídele
c	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zvuku v prostředí
<b>c</b>	[-]	Matice tlumení
C	[-]	Index vazebných módů
c	[-]	Koeficient tlumení
c <sub>1</sub>	[-]	Ložisková konstanta
CAD		Computer Aided Design
CAN-BUS		Komunikační sběrnice užívaná v automobilovém průmyslu
CC'	[-]	Osa jízdního pruhu
C <sub>r</sub>	[-]	Centrální kolo kolového reduktoru
c <sub>r</sub>	[m]	Ložisková vůle
D	[m]	Průměr hřídele
d	[m]	Vzdálenost paprsků laseru
d	[m]	Dráha nástupu tlumení
D <sub>b</sub>	[m]	Průměr valivého elementu
dB(A)	[dB]	Hladina akustického tlaku korigovaná filtrem A
dB(B)	[dB]	Hladina akustického tlaku korigovaná filtrem B
dB(C)	[dB]	Hladina akustického tlaku korigovaná filtrem C
D <sub>delay</sub>	[m]	Vzdálenost zvukové vlny
D <sub>mic</sub>	[m]	Vzdálenost mezi mikrofony
f	[Hz]	Frekvence odraženého paprsku
F	[N]	Silové zatížení ložiska
f	[m]	Poloměr křivosti povrchu
F <sub>0</sub>	[N]	Vektor budicí síly
FFT		Fast Fourier Transformation



$F_m$	[N]	Síla působící na valivý element
$f_{ot}$	[Hz]	Otáčková frekvence
$f_r$	[Hz]	Frekvence otáčení hřídele
$f_z$	[Hz]	Frekvence záběru ozubení
$G$	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$H_1$	[-]	Vstupní hřídel převodovky
$H_2$	[-]	Hnací hřídel převodovky
$H_3$	[-]	Hnaný hřídel převodovky
HIL		Hardware in Loop
$I$	[W.m <sup>-2</sup> ]	Akustická intenzita
$I$	[-]	Index vnitřních stupňů volnosti
$I_0$	[W.m <sup>-2</sup> ]	Referenční hodnota akustické intenzity
$I_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Polární moment setrvačnosti
$k$	[-]	Násobek otáčkové frekvence
<b>k</b>	[-]	Matice tuhosti
$k$	[N.m <sup>-1</sup> ]	tuhost
$k$	[-]	Koeficient tuhosti
$k_c$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Celková tuhost ložiska
$K_m$	[-]	Klec mezinápravového diferenciálu
$k_{MKP}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Tuhost elementu ložiska
$K_n$	[-]	Klec diferenciálu
$K_p$	[-]	Konstanta deformace
$K_{pio}$	[-]	Konstanta deformace pro dvoubodový kontakt
$k_v$	[-]	Činitel výkmitu
$l$	[m]	Délka hřídele
$l_a$	[m]	Oblast šíření zvuku
$L_l$	[dB]	Hladina akustické intenzity
$L_p$	[dB]	Hladina akustického tlaku
$l_{red}$	[m]	Redukovaná délka hřídele
$l_s$	[m]	Délka rozjezdové sekce
$L_w$	[dB]	Hladina akustického výkonu
$M$	[-]	Počet modálních tvarů



m	[kg]	Hmotnost
MBS		Multi Body Systém
M <sub>k</sub>	[Nm]	Krouticí moment
M <sub>k,max</sub>	[Nm]	Maximální krouticí moment přenesený nápravou
MKP		Metoda konečných prvků
MNF		Model Neutral File
m <sub>np</sub>	[kg]	Maximální dovolené zatížení nápravy
N	[-]	Transformační matice
n	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky hřídele
N	[-]	Index normálních módů
NAH		Near Field Acoustic Holography
n <sub>l</sub>	[-]	Počet valivých elementů
N <sub>r</sub>	[-]	Náboj s korunovým kolem
p	[Pa]	Akustický tlak
p <sub>0</sub>	[Pa]	Referenční hodnota akustického tlaku
p <sub>c</sub>	[-]	Převodový poměr
p <sub>ef</sub>	[Pa]	Efektivní hodnota akustického tlaku
P <sub>m1</sub>	[-]	Pastorek 1 mezinápravového diferenciálu
P <sub>m2</sub>	[-]	Pastorek 1 mezinápravového diferenciálu
P <sub>n1</sub>	[-]	Pastorek 1
P <sub>n2</sub>	[-]	Pastorek 2
PP'	[-]	Osa mikrofónů
q	[-]	Modální souřadnice
q	[-]	Modální souřadnice
q	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost změny vzdálenosti mezi tělesy
q <sub>1</sub>	[m]	Vzdálenost těles
q <sub>c</sub>	[-]	Vektor modálních stupňů volnosti při vazebných módech
q <sub>N</sub>	[-]	Vektor modálních stupňů volnosti při normálních módech
r	[m]	Poloměr dráhy pro valivý element
R	[m]	Průměr volného prostoru
R <sub>A</sub>	[m]	Poloměr měřené hřídele v místě A
R <sub>B</sub>	[m]	Poloměr měřené hřídele v místě A
r <sub>d</sub>	[m]	Dynamický poloměr kola



RMS		Efektivní hodnota
$R_y$	[N]	Reakční síla ve středu ložiska
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Obsah měřicí plochy
$S_m$	[-]	Satelit mezinápravového diferenciálu
$S_n$	[-]	Satelit diferenciálu
SONAH		Statistically Optimised Near-field Acoustic Holography
$S_r$	[-]	Satelit korunového reduktoru
$T$	[s]	Perioda signálu
$T_{\text{delay}}$	[s]	Časová difference
$T_n$	[-]	Talířové kolo
$u$	[-]	Počet stupňů volnosti
$u_B$	[-]	Vektor stupňů volnosti rozhraní
$u_I$	[-]	Vektor stupňů volnosti vnitřních uzlů
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$v_{\text{ef}}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Efektivní hodnota akustické rychlosti
$v_t$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Těčná rychlost
$W$	[W]	Akustický výkon
$w$	[-]	Konstanta tuhosti ložiska
$W_0$	[W]	Referenční hodnota akustického výkonu
$x$	[-]	Okamžitá hodnota signálu
$\mathbf{x}$	[-]	Matice posunutí
$x_{\text{amp}}$	[-]	Maximální hodnota signálu
$x_{\text{ef}}$	[-]	Velikost efektivní hodnoty signálu
$x_m$	[m]	Velikost vychýlení z centrické pozice
$x_{\text{pp}}$	[-]	Výkmit signálu peak to peak
$x_{\text{str}}$	[-]	Střední hodnota signálu
$\mathbf{y}$	[-]	Matice posunutí
$Z$	[-]	Počet valivých elementů
$z$	[-]	Počet zubů ozubeného kola
$Z_{\text{IN1}}$	[-]	Hnací kolo 1 hlavní převodovky
$Z_{\text{IN2}}$	[-]	Hnací kolo 2 hlavní převodovky
$Z_{\text{IN3}}$	[-]	Hnací kolo 3 hlavní převodovky
$Z_{\text{IN4}}$	[-]	Hnací kolo 4 hlavní převodovky



$Z_{IN5}$	[-]	Hnací kolo 5 hlavní převodovky
$Z_{OUT1}$	[-]	Hnané kolo 1 hlavní převodovky
$Z_{OUT2}$	[-]	Hnané kolo 2 hlavní převodovky
$Z_{OUT3}$	[-]	Hnané kolo 3 hlavní převodovky
$Z_{OUT4}$	[-]	Hnané kolo 4 hlavní převodovky
$Z_{OUT5}$	[-]	Hnané kolo 5 hlavní převodovky
$Z_{PIN1}$	[-]	Hnací kolo 1 pomocný převod
$Z_{PIN2}$	[-]	Hnací kolo 2 pomocný převod
$Z_{SIN1}$	[-]	Hnané kolo silniční převod
$Z_{SIN2}$	[-]	Hnané kolo terénní převod
$Z_{SOUT}$	[-]	Výstupní kolo sestupného převodu
$Z_{SV}$	[-]	Dvojkolo sestupného převodu
$Z_{ZP}$	[-]	Vložené kolo zpětný chod
$Z_{ZPIN}$	[-]	Hnací kolo zpětný chod
$Z_{ZPOUT}$	[-]	Hnané kolo zpětný chod
$\alpha$	[rad]	Úhel odraženého paprsku
$\beta$	[rad]	Úhel odraženého paprsku
$\delta$	[m]	Deformace valivého elementu
$\delta_0$	[m]	Skutečná deformace
$\delta_p$	[m]	Deformace v místě kontaktu elementů
$\Delta y$	[m]	Posuv středu ložiska
$\lambda$	[-]	Vlastní čísla
$\lambda$	[nm]	Vlnová délka
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\varphi$	[rad]	Natočení hřídele
$\Phi$	[-]	Vlastní módy
$\Phi_{IC}$	[-]	Matice skutečných posuvů při vazebných módech
$\Phi_{IN}$	[-]	Matice skutečných posuvů při normálních módech
$\psi$	[rad]	Úhel působení zatížení
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$\theta$	[rad]	Úhel dopadu vlny na akustickou rovinu